

VŠB – Technická Univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Naklápěcí plošina pro zkoušky automobilů
Tilting Platform for Cars Testing

Student: Dalibor Kunz
Vedoucí bakalářské práce: Dr. Ing. Miroslav Bova

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student: **Dalibor Kunz**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: Naklápěcí plošina pro zkoušky automobilů
Tilting Platform for Cars Testing

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte literární řešerši z oblasti zkoušení automobilů.
2. Vyberte vhodné řešení.
3. Proveďte potřebné technické a projekční výpočty.
4. Vypracujte projekt hydraulických pohonů.
5. Nakreslete sestavný výkres hydraulického agregátu.
6. Vypracujte návod na obsluhu a údržbu zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

Kolektiv autorů. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988.
Pivoňka, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1987.
Sivák, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Miroslav Bova**

Datum zadání: 13.12.2014
Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 7.4.2015



podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 23.4.2015



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Dalibor Kunz

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hamernická 1093, Frýdlant n. Ostr.

ANOTACE BAKLÁŘSKÉ PRÁCE

KUNZ, D. *Naklápěcí plošina pro zkoušky automobilů: Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2015, 58 s. Vedoucí práce: Dr. Ing. Miroslav Bova.

Předmětem této bakalářské práce je navrhnout hydraulický obvod pro naklápěcí plošinu automobilové zkušebny. Vypočítat veškeré potřebné silové účinky na hydraulický motor, který má zvedat plošinu do všech čtyř stran až do úhlů 45°. Vybrat typ a navrhnout parametry hydraulického motoru. Vytvořit náčrt hydraulického obvodu plošiny ve vhodném programu s návodem na obsluhu a údržbu zařízení. Vybrat typ plynulé regulace a vytvořit obvod se všemi potřebnými komponenty.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KUNZ, D. *Tilting Platform for Cars Testing: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2015, 58 p. Thesis head: Dr. Ing. Miroslav Bova.

The subject of this thesis is to propose a hydraulic circuit for tilting platform of automotive laboratory. Calculate all relevant force effects on the hydraulic engine, which would lift the platform in all directions up to 45 degrees. Select the type and design of the hydraulic parameters of the engine. Draw a sketch of the hydraulic circuit of the platform in an appropriate program with instructions for handling and maintenance of the equipment. Select the type of fluent regulation and create a circuit with all the necessary components.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
1 Úvod	11
2 Automobily	12
3 Historie výroby a využívání zdviží automobilů	13
4 Zvedáky automobilů	14
4.1 Mechanické zvedáky	14
4.1.1 Hřebenový zvedák	14
4.1.2 Šroubový zvedák	15
4.2 Pneumatický zvedák	15
4.3 Hydraulický zvedák	16
4.4 Další druhy	16
4.4.1 Zvedák na hladké tyči	16
4.4.2 Hi-Lift Jack	17
4.4.3 Balónový zvedák	17
4.4.4 AutoLift	18
4.5 Zvedáky pro servisní techniku	18
4.5.1 Sloupové zvedáky	19
4.5.2 Nůžkové zvedáky	21
4.5.3 Pístové zvedáky	21
5 Diagnostika automobilů	22
5.1 Palubní diagnostika	23
5.2 Diagnostika spalovacího motoru	23
5.3 Diagnostika výkonu vozidla	24
5.4 Diagnostické linky a kontrola podvozku	24
5.4.1 Diagnostické linky	24
5.4.2 Tlumiče odpružení	24
5.4.3 Test sbíhavosti	24
6 Koncept	25
7 Volba hydromotoru	26

8	Výpočet zatížení.....	29
8.1	Maximální zatížení	29
8.1.1	Hlavní pohled	30
8.1.2	Vedlejší pohled	31
8.2	Délka vysunutí	31
8.3	Zatížení jednotlivých stupňů	32
8.3.1	Druhý stupeň.....	32
8.3.2	Třetí stupeň.....	34
8.3.3	Čtvrtý stupeň.....	36
8.4	Návrh čepu.....	38
8.4.1	Maximální ohybový moment.....	41
8.4.2	Návrh průměru čepu	41
8.4.3	Kontrola čepu na střih	42
8.4.4	Kontrola čepu na otlacení.....	42
9	Výběr provedení hydraulického obvodu	43
10	Návrh teleskopického jednočinného hydromotoru	45
10.1	Výpočty průměru jednotlivých pístů	45
10.2	Grafy průběhu sil a tlaků vůči úhlu zvednutí plošiny	47
10.3	Kontrola pístnice na vzpěr	49
10.4	Výpočet nejmenší možné tloušťky stěny válce	50
10.5	Celkový čas vysouvání.....	51
11	Výběr hydrogenerátoru a elektromotoru	52
12	Ovládání plošiny.....	54
13	Závěr.....	55
14	Použité informační zdroje	56
15	Seznam příloh	58

Seznam použitých značek a symbolů

a_1	délka vysunutí prvního stupně hydromotoru [m]
a_2	délka vysunutí prvních dvou stupňů hydromotoru [m]
a_3	délka vysunutí prvních tří stupňů hydromotoru [m]
b_1	vzdálenost od čepu ke středu plošiny [m]
b_2	vzdálenost od čepu ke středu plošiny [m]
b_3	vzdálenost od čepu ke středu plošiny [m]
c_1	vzdálenost od čepu ke středu plošiny [m]
c_2	vzdálenost od čepu ke středu plošiny [m]
c_3	vzdálenost od čepu ke středu plošiny [m]
d_1	průměr prvního pístu [m]
d_2	průměr druhého pístu [m]
d_3	průměr třetího pístu [m]
d_4	průměr čtvrtého pístu [m]
d_c	průměr čepu [mm]
E	Youngův modul pružnosti [MPa]
F_{kr}	kritická síla [N]
F_p	síla vyvozující hydromotor [N]
F_{p1}	maximální síla vyvozující hydromotor [N]
F_{p2}	síla vyvozující hydromotor po vysunutí prvního stupně [N]
F_{p3}	síla vyvozující hydromotor po vysunutí prvních dvou stupňů [N]
F_{p4}	síla vyvozující hydromotor vysunutí prvních tří stupňů [N]
F_{p5}	síla vyvozující hydromotor při maximálním vysunutí [N]
F_{pl}	zátěžná síla, kterou vyvolá váha plošiny [N]
F_z	zátěžná síla, kterou vyvolá váha vozidla [N]
g	gravitační zrychlení [m/s]
J	osový kvadratický moment [m ⁴]
l_{RED}	délka vysunutí [m]
$M_{o_{max}}$	maximální ohybový moment na čepu [Nmm]

m_{pl}	váha plošiny [kg]
m_z	váha vozidla [kg]
n	otáčky [min^{-1}]
p	tlak [MPa]
P	výkon [W]
p_1	předběžně zvolený tlak v prvním stupni [MPa]
p_2	předběžně zvolený tlak v druhém stupni [MPa]
p_3	předběžně zvolený tlak v třetím stupni [MPa]
p_4	předběžně zvolený tlak ve čtvrtém stupni [MPa]
p_c	stykové napětí [MPa]
p_D	dovolené otláčení [MPa]
p_{max}	maximální tlak v obvodu [MPa]
Q	objemový průtok [m^3/s]
Q_{sk}	skutečný objemový průtok [m^3/s]
R_A	síla na čep [N]
s	dráha vysunutí [m]
S	plocha pístu [m^2]
t	čas vysouvání [s]
t_c	celkový čas vysunutí hydromotoru [s]
t_{min}	minimální tloušťka stěny válce [mm]
t_s	tloušťka spojovaných součástí [mm]
v	rychlost vysouvání pístů [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
V_g	geometrický objem [m^3]
V_{gsk}	skutečný geometrický objem [m^3]
W_0	modul pružnosti v ohybu [mm^3]
α_1	úhel po vysunutí prvního stupně hydromotoru [°]
α_2	úhel po vysunutí prvních dvou stupňů hydromotoru [°]
α_3	úhel po vysunutí prvních tří stupňů hydromotoru [°]
α_4	úhel v maximální poloze vysunutí [°]

η	mechanicko-tlaková účinnost [-]
λ	štíhlostní poměr [-]
π	Ludolfovo číslo [-]
σ_{DO}	dovolené ohybové napětí [MPa]
σ_O	ohybové napětí [MPa]
τ_{DS}	dovolené smykové napětí [MPa]
τ_S	smykové napětí [MPa]

1 Úvod

Úkolem mé bakalářské práce je navrhnout hydraulický obvod pro naklápěcí plošinu automobilové zkušebny, která by měla být schopna se naklánět do čtyř stran. Bez zasunutí čepů, se plošina nebude zvedat.

Na začátku mé práce se nachází teoretická část, která je zaměřena na počátky automobilových zkušeben, které jsou spjaté s vynalezením prvních automobilů. Rešerše bakalářské práce pojednává o historii automobilů a zdviží. Protože automobily se stále modernizovaly a vedly k dokonalosti, bylo potřeba i zlepšit způsoby a možnosti jejich oprav. Výroba zdviží tedy musela pokročit o kus dál, aby uspokojila požadavky té doby. Časem samozřejmě zvedáky nemohly uspokojit veškerou poptávku, takže se musely navrhnout naklápěcí plošiny. Naklápěcí plošina musí splňovat několik základních podmínek. Nejdůležitější částí je samotná plošina, na které bude upevněno vozidlo. Další podstatnou částí je mechanismus, který plošinu rozpohybuje. Nejčastěji to je uskutečněno hydraulickým nebo mechanickým pohonem. Díky zvednutí nebo naklonění plošiny je ulehčen přístup k vozidlu a to hlavně k podvozku, ale umožnila i vyzkoušet chování vozidla v krajních případech jeho použití. Ulehčila tím práci nejen mechanikům, ale i kontrolorům a inženýrům. A nakonec je obsahem rešerše diagnostika automobilů. V téhle kapitole se zmiňuji o základních typech diagnostiky automobilů.

V praktické části jsem začal návrhem funkčního konceptu a výběrem typu hydromotoru. Pokračoval jsem s výpočtem zatížení na hydromotoru při zvedání plošiny. Pohyb hydromotoru má být plynulý, tomu se musí přizpůsobit i hydraulický obvod, tudíž musí být umožněno regulovat průtok. Sestavný výkres obvodu bude nakreslen v programu AutoCAD.

Po výběru typu hydromotoru budu navrhovat jeho rozměry, aby splňovaly zadané a vypočtené podmínky. Aby byl obvod úplný, budu vybírat také hydrogenerátor, který bude do obvodu dodávat hydraulickou energii. Ten bude poháněn elektromotorem s dostatečným výkonem pro jeho práci.

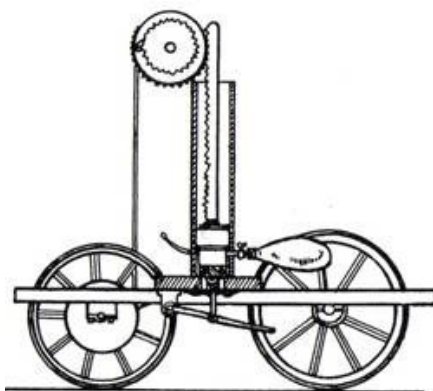
Součástí mé bakalářské práce je návod na obsluhu a údržbu zařízení. Ten bude obsahovat pokyny pro mechanika, který bude mít na starosti údržbu zařízení. V části s návodem na obsluhu bude popsáno jak bezpečně ovládat chod plošiny a limitující vlastnosti, pro které byla plošina navrhována.

2 Automobily

Historie automobilů se začala psát v roce 1769, kdy francouzský inženýr Nicolas Joseph Cugnot (1725-1804) představil v Paříži vůbec první automobil na světě. Byl poháněn párou a jeho maximální rychlost byla 9 km/h. Dokázal jet jen 12 minut a po tomto čase mu došla pára a musel se pod kotlem na cestě rozdělát oheň, aby se zahřála voda na požadovanou teplotu a tím se dosáhlo požadovaného tlaku. Bohužel, ale neměl moc velký úspěch. Jeho druhý vůz už byl lépe propracovaný a byl zamýšlen jako traktor pro tahání těžkých děl. [18]

Po Cugnotových vozech přišly další automobily poháněné párou. Pára jako pohon automobilů se používala, až do vynalezení prvních spalovacích motorů v druhé polovině 19. století.[18]

Mezi prvními průkopníky spalovacích motorů byl Isaac de Rivaz (1752-1828). V roce 1808 si nechal patentovat plynový motor na svítiplyn nebo vodík. Motor namontoval na malý vozík, který díky motoru byl schopen jízdy, ale jen přerušovaným pohybem. Mezi cykly se musela do válce přivést směs vzduchu a plynu. Směs se zapalovala elektrickou jiskrou. Tento vynález už nevylepšoval a postačil si s patentem, který dostal. [18]



Obr. 1 Plynový motor Isaaca Rivaze [1]

V roce 1859 si francouzský technik Jean Joseph Etienne Lenoir (1822–1900) nechal patentovat dvojčinný, dvoudobý motor na plyn nebo vodík a později i na směsi vzduchu s kapalným palivem, který v roce 1863 posadil do tříkolového vozidla, které dosáhlo rychlosti 18 km/h. Později si plány na motor koupil Němec Nikolaus Otto, který dále dvoudobý motor vylepšoval. Inspirován Lenoirovým motorem sestavil první čtyřdobý spalovací motor, na kterém pracoval v letech 1862-1866. [18]

Jako mezník v moderním automobilizmu se považuje patentování vozů vynálezců Karla Benze (1844-1929) a Gottlieba Daimlera (1834-1900). Kteří si roku 1886 nezávisle na sobě patentovali vícestopá vozidla. Daimlerův vůz byl obyčejný kočár, do kterého namontoval svůj benzínový motor. Karl Benz to pojal jako celek a sestrojil tříkolku

poháněnou svým čtyřdobým motorem sestaveným na principu Ottova motoru. Tyto vozy jsou považovány za předchůdce dnešních vozidel. [18]

Jako další vědec, který se zabýval spalovacími motory a jejich použití u dopravních prostředků byl Wilhelm Maybach (1846-1929), který spolupracoval s Daimlerem. Spolu zabudovali motor do dřevěné dvojkolky s opěrnými kolečky. Dále i do člunu, drezíny a vzducholodi. Wilhelm Maybach pracoval na vylepšování stávajících motorů a konstrukci dílů spojených se spalovacími motory. Například v roce 1890 sestrojil rozprašovací karburátor, který nahradil odpařovací karburátor. [18]

Němec Rudolf Diesel roku 1897, sestrojil první vznětový motor. Z počátku se vznětové motory používaly jen na větší stroje, jako jsou lodě a lokomotivy. Přes 20 let trvalo, než se vynalezlo vhodné vstřikování paliva, které bylo možné použít do automobilů.

Vývoj automobilů a jejich pohonů se vyvíjí dodnes. Dnes se vývoj vrací zpět k elektrickým pohonům a využívají se tzv. hybridní pohony, které jsou kombinací spalovacího motoru a elektrického. S vývojem vozidel jde současně i vývoj servisní techniky. [18]

3 Historie výroby a využívání zdviží automobilů

S počátky motorismu je spojena také údržba a opravy motorových vozidel. Na začátku se používaly jednoduché ruční šroubovací hevery s pevnými podpěrami. Ale tyto hevery měly zdvih pouze v řádech decimetrů. Se zvýšenou poptávkou po vozidlech, se samozřejmě zvyšovala i potřeba oprav. Vozidla začala být konstrukčně složitější, a proto začaly vznikat tzv. montážní jámy nebo nájezdové rampy. Z ručních heverů se staly hevery pákové a hydraulické, které byly plněny vodou. Cena zvedáků byla vysoká, nejrozšířenějším typem se stal jednosloupový zvedák, který byl mobilní a díky tomu stačil jeden na celou dílnu.

Po druhé světové válce se automobily stávaly běžnou možností a autoopravárství bylo silné odvětví. Díky tomu se pořizování zvedáků stalo únosné. Hlavními výrobci zdviží byli zejména v Itálii a Německu. Přibývaly autodílny, které se začaly zdokonalovat.

U nás se servisy zabývaly státní podniky a národní podniky – Mototechna. Tyto podniky, ačkoliv byly velmi moderní, nestíhaly poptávku. Dnes je situace lepší a přibývají soukromé servisy.

V současnosti dochází k přehlcení trhu, mimo zahraniční dovozce máme také několik českých firem, například JC-kovo s.r.o. a Auto motive industrial a.s. Dánská firma Stenhoj se zabývá výrobou zdviží od roku 1917.

4 Zvedáky automobilů

Jsou to zařízení, která se používají ke zvedání břemen (automobilů) do výšky. Výška může být několik centimetrů, ale i několik metrů. Zvedáky se dělí podle přenosu zdvihací síly. A to na mechanické, pneumatické, hydraulické a kombinované.

Zvedáky umožňují přístup k nepřístupným částem vozidla (výfuková soustava, brzdová soustava, řídicí a tlumící prvky vozidla, atd.), s jejich pomocí lze vykonávat úkony neproveditelné jinými servisními metodami. Dále také, zvedáky zvyšují komfort a tím i práci automechanika opravující vůz. Například podniky, které se zabývají výrobou automobilů, potřebují zvedáky při výstupní kontrole dokončeného vozu.

Dále můžeme zdviže vidět ve Stanicích technické kontroly při prohlídkách spodku vozidla. V současnosti se zdviže také používají pro zvýšení počtu parkovacích míst. [23]

4.1 Mechanické zvedáky

U těchto zvedáků se zdvihací síla přenáší na pohybové šrouby, ozubené převody, systémy pák, atd. pomocí mechanických členů. Pohon bývá ruční nebo jsou zvedáky poháněny elektromotory. [23]

4.1.1 Hřebenový zvedák

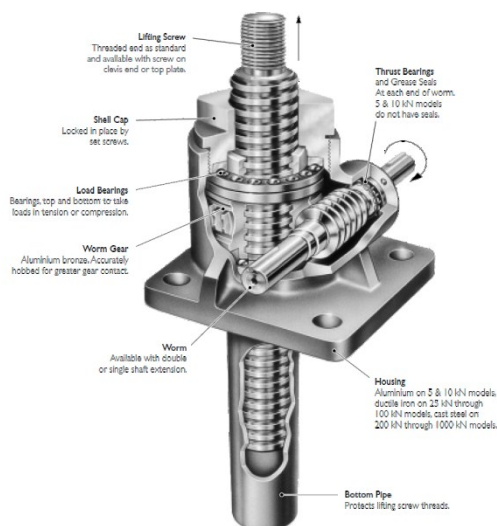
Tento typ zvedáku má tyč s hřebenovým ozubením. Tyč je ukryta v plechové skříni. Síla pro pohon se přenáší z kliky přes ozubený převod na pastorek a ozubenou tyč. Systém rohatky a západky udržuje polohu. Nosnost těchto zvedáků je kolem 2 – 20 tun. [23]



Obr. 2 Hřebenový zvedák [2]

4.1.2 Šroubový zvedák

Těmto zvedákům stačí několikrát menší síla, než u hřebenového zvedáku, abychom zvedli stejné břemeno. Toho docílíme šroubovým převodem, který je použitý u tohoto typu. Matice se nachází ve vsuvně tělesa zvedáku a otáčením šroubem, břemeno klesá nebo stoupá. Zvedák můžeme použít pro zvedání břemen do 35 tun. Avšak účinnost je velmi malá, právě díky použití šroubového zvedáku. [23]



Obr. 3 Šroubový zvedák [3]

4.2 Pneumatický zvedák

Tento zvedák se využívá pro břemena o menší hmotnosti. Zdvih břemena nastane pomocí stlačeného vzduchu, který je vháněn do měchu (vlnovce). Pneumatické zvedáky mají z bezpečnostního hlediska mechanické zařízení, které zabrání poklesu břemena při snížení tlaku vzduchu. [23]



Obr. 4 Pneumatický zvedák [4]

4.3 Hydraulický zvedák

Jsou nejčastěji používány. Obsahují dva písty (velký a malý), mezi nimiž se nachází uzavřená kapalina v nádrži. Využívá se zde princip Pascalova zákona. Na malý píst působí síla, která je kapalinou přenášena na píst velký. A díky tomu se mohou zvedat těžší břemena. Pohybem malého pístu čerpadla, kapalinu z nádrže přes přepouštěcí a výtlačný ventil pumpujeme do prostoru pod velký píst, a tím se zvedá břemeno, které je na něm umístěné. Při spouštění břemena je nutné otevřít přepouštěcí ventil a tím odpustit kapalinu, která přeteče zpět do nádrže. [23]



Obr. 5 Hydraulické zvedáky (panenka, pojízdný) [5] [6]

4.4 Další druhy

Výše uvedené zvedáky jsou běžné. Nyní budou představeny jiné druhy zvedáků, které jsou zvláštní svými systémy nebo provedením.

4.4.1 Zvedák na hladké tyči

Využíval se u vozů Porsche 911T a také u českých vozů Aero Minor. Hlavní podstatou je hladká tyč, po které se pohybuje nahoru a dolů systém pák. Tím se vozidlo zvedá nebo spouští. Páky se vzájemně opřou o tyč a vyvodí třecí sílu, která drží břemeno v dané poloze. [23]



Obr. 6 Zvedák na hladké tyči [7]

4.4.2 Hi-Lift Jack

Zvedák amerického původu od firmy Hi-Lift Jack vyrobeného zvláště pro příznivce off-road vozů, farmáře a záchranné složky. Jeho nosná část je děrovaný I profil, na kterém je posouvající jezdec se stoupacím a pojistným kolíkem, který zapadá do otvorů na profilu. Společnost Hi-Lift Jack prodává mnoho příslušenství pro zlepšení možností využití zvedáku. [23]



Obr. 7 Hi-lift Jack zvedák [8]

4.4.3 Balónový zvedák

Jedná se o nafukovací vak, který má tvar krychle a vkládá se pod práh vozidla. Tento zvedák se využívá pro zvednutí vozidla například při výměně kol, nebo nasazení sněhových řetězů. K jeho naplnění se mohou používat výfukové plyny z výfuku vozidla. Pokud chceme vyzvednout vozidlo, necháme běžet motor na volnoběh a na výfuk napojíme hadici. Když dojde k vyzdvížení vozidla do požadované výšky, hadici odpojíme. Hadice je vybavena zpětným ventilem, aby nedošlo k samovolnému vypuštění. [23]



Obr. 8 Balonový zvedák [9]

4.4.4 AutoLift

Zvedák AutoLift patří mezi novinky. Dokáže zvednout břemeno až do výše 60cm nad zem, dá se použít pro všechny automobily do hmotnosti dvou tun. Velkou výhodou je použití bez poškození karoserie, prahových nosníků. AutoLift 3000 měří na délku 1,64 m a na šířku 1,3 m, jeho hmotnost bývá 43 kg. Mezi výhody patří především jeho skladnost, manipulace a možnost sklápění vozu, čímž se usnadní přístup k méně dostupným částem vozu. Využití zvedáku nalezneme na závodech a výstavách, ale nejčastěji se objevuje v autoopravnách. Ke zvedání vozu se používá elektrická vrtačka nebo ruční pohon (klička). [23]



Obr. 9 Autlift 3000 [10]

4.5 Zvedáky pro servisní techniku

Konstrukce těchto zvedáků dovoluje zvedání těžších břemen do větších výšek. Jsou nedílnou součástí autoservisů a pneuservisů. Dovolují průchod pod zvednutým vozidlem a usnadňují přístup k podvozku vozu. [23]

4.5.1 Sloupové zvedáky

Sloupové zvedáky se skládají z jednoho nebo z více ocelových sloupů, které jsou pevně zabudované do podlahy nebo umístěny na pojízdném podvozku. V samotných sloupech je ukryt zvedací mechanismus. Zdvih je zajištěn hydraulickým nebo elektromechanickým pohonem. Jednou z hlavních výhod je dobrý poměr cena výkon, avšak nevýhodou sloupových zvedáků jsou jejich větší rozměry v pohotovostním režimu. [23]

4.5.1.1 Jednosloupové zvedáky

Jednosloupové zvedáky jsou využívány tam, kde se disponuje menšími rozměry místnosti (dílny). Výhodou mobilních verzí jednosloupových zvedáků je, že jsou to jediné mobilní automobilové zdviže. Jejich konstrukce kvůli jednomu sloupu musí být masivnější a může bránit v přístupu mechanika k některým částem vozu. Kvůli absenci druhého sloupu je jejich nosnost nejčastěji omezena do 2,5 t. [23]



Obr. 10 Jednosloupový zvedák [11]

4.5.1.2 Dvousloupové zvedáky

Dvousloupové zvedáky jsou nejpoužívanější druhy automobilových zdviží. Díky jejich dvousloupové konstrukci, která je výhodná díky lepšímu vyvážení sil na sloupy než u jednosloupových zvedáků, je možné zvedat těžší automobily. Dvousloupové zdviže je

možno namontovat jen pevně chemickými kotvami na podlahu dílny. Pohon je uskutečněn buď elektromechanicky nebo elektrohydraulicky. U obou zapojení je hlavní člen elektromotor, který pohání šroub nebo čerpadlo. Výkon na druhý sloup je přenesen řetězovým spojením obou šroubů nebo u hydraulické varianty hydraulickým obvodem a systémem kladek s ocelovými lany. Lze také použít druhý motor, ale je zapotřebí elektronicky synchronizovat zdvih. Výhodou je nejlepší přístup k podvozku vozu ze všech zdvihů. [23]



Obr. 11 Dvousloupový zvedák [12]

4.5.1.3 Čtyřsloupové zvedáky

U tohoto typu zvedáku se konstrukce skládá ze dvou plošin, které jsou uloženy pevně nebo posuvně na základovém rámu. Mezi těmito plošinami je volný prostor, který dává přístup ke spodku automobilu. Zdvih se uskutečňuje díky hydraulickému válci, který je uložen pod jednou z plošin. Na válci jsou připojeny kladky a lana. Tento typ zvedáků nemá západky na sloupech, ale pouze jednu, a to na hydraulickém válci. Z toho důvodu jsou zde aretační tyče, aby nedošlo ke zřícení automobilu. Přístup ke spodku auta je tedy komplikovanější než u dvousloupových. [23]



Obr. 12 Čtyřsloupový zvedák [13]

4.5.2 Nůžkové zvedáky

Pracují na principu jednoduchého nebo dvojího nůžkového pákového mechanismu a je zde využíván především elektrohydraulický pohon. Nůžkové zvedáky obsahují elektromotor s čerpadlem, který je umístěn ve skříni s ovládáním. Skříň je mimo zvedák, ale je s ním propojena hydraulickým a pneumatickým vedením.

Zdvih pohání hydraulické válce, které jsou umístěny na zvedáku. Tyto zvedáky jsou s menšími plošinami pro zvedání za prahy vozidla, ale i s velkými plošinami, které zvedají automobil za kola.

Zvláštní podkategorií jsou nízkozdvížné nůžkové zvedáky. Jsou lehčí a jejich zdvih je kolem jednoho metru. Jsou používány převážně v autoservisech.



Obr. 13 Nůžkový zvedák [14]

4.5.3 Pístové zvedáky

Jsou hydraulické válce, které jsou uloženy v podlaze. V kazetě, která je tvořena ocelovým rámem a je zabetonována v podlaze jsou uloženy jeden nebo dva válce s elektromotorem a jinými součástmi. Zdvih je prováděn nosnou konstrukcí různého provedení. Jsou i zvedáky pro zdvih o nosnosti až 60 tun. [23]

Mezi výhody patří malá prostorová náročnost, součásti nepřekážejí a vzhled. Mezi nevýhody patří vysoká pořizovací cena a montování zdviží v okamžiku zakládání servisu. Zvedák není možné přemístit. [23]



Obr. 14 Pístový zvedák [15] [16]

5 Diagnostika automobilů

Slovo diagnostika je řeckého původu, odvozeno „dia-gnosis“ a znamená „přes poznání“.

Automobilová diagnostika je postup, díky kterému zjistíme závadu na motorovém vozidle nebo nastavíme, změníme konfigurace zařízení. Zkoumá stavy technických zařízení. **Technickou diagnostiku** je diagnostika bezdemontážní a nedestruktivní. Dělíme ji na vnitřní a vnější. [21]

Vnitřní diagnostika, je metoda pro hledání závad, také se nazývá sériovou. Jedná se o komunikaci s jednotkou pomocí zařízení, sledování naměřených hodnot nebo programování (nastavení, mazání hodnot). [21]

Vnitřní diagnostika zahrnuje testy elektronických systémů - řízení převodovky, airbagy, zobrazuje skutečnou polohu a hodnoty díky komunikaci s jednotkou.

Dalším typem je **vnější diagnostika**. Tento typ je kompletní test motoru pomocí připojených snímačů a skládá se z například porovnávání, měření odporů členů a vodičů, dynamické měření fyzikálních veličin kontrolování zapalování, mechanické závady, těsnost, sání, měření emisí např. za účelem zjištění kvality hoření či těsnosti systému výfuku. [21]

Mezi základní diagnostické přístroje patří:

Multimetr (pro měření základních elektrických veličin)

Osciloskop (bývá součástí motorového testu)

5.1 Palubní diagnostika

V letech 1996-2001 vznikl projekt pro sjednocení kontroly chodu spalovacích motorů a jejich emisních norem, tzv. OBD – On Board Diagnostics (palubní diagnostika). Cílem bylo umožnit autoservisům a stanicím emisní kontroly ověřit systémy ovlivňující řízení a spalování motoru jakéhokoliv vozidla. Systém OBD II začala platit v USA v roce 1996 a v Evropě až v letech 2000 pod názvem EOBD. [21]

Systém EOBD musí kontrolovat různé procesy, jako je účinnost katalyzátoru, správnou funkci lambda-sond, zapalování směsi paliva se vzduchem a další komponenty, které přímo ovlivňují emise výfukových plynů, jejichž porucha vede k překročení emisních limitů stanovených zákonem. [21]

V současné době jsou vozidla vybaveny elektrickými řídicími jednotkami, které zvládnou nejen řízení motoru, ale i mnoho dalších funkcí, například diagnostikovat klimatizaci, centrální zamykání, airbagy, ABS, servořízení, imobilizéry, stabilizační systémy, elektrické stahování oken a další. Elektronika nám umožňuje zjistit přesnou příčinu závady. Řídicí jednotky jsou vybaveny pamětí závad, proto je jednodušší vyřešit závady, které by se jinak obtížně určily. [21]

5.2 Diagnostika spalovacího motoru

Diagnostika motoru je činnost, díky které se zjišťuje opotřebení součástí motoru a možné příčiny závad. Zabývá se základním nastavením parametru jednotlivých částí. Vede k ekonomičtějšimu provozu motoru i vozidla, k rozpoznání závad či příčin a naplánování oprav. [21]

Diagnostika zahrnuje tyto měření a zjištění:

- a) Stav zapalování (úhel sepnutí kontaktů, měření odporu vysokonapěťových kabelů, zjišťování stavu zapalovacích svíček, podtlaková a odstředivá regulace, řízení činnosti motoru)
- b) Činnost a funkce mazací soustavy (teplota oleje a tlak maziva)
- c) Činnosti chladicího systému a jeho funkce
- d) Soustavy zdrojů (dobíjení, stav regulační soustavy)
- e) Měření výkonů válců motoru (jednotlivé válce a spalovací procesy)

5.3 Diagnostika výkonu vozidla

Hnací výkon nelze přímo změřit, vypočítáme ho ze vztahu $P_k = F_k * v$. Je potřeba znát hnací sílu na kolech a rychlost vozidla. [121]

Diagnostika výkonu motoru se skládá z:

- a) Měření rychlosti - rychlost jízdy můžeme změřit z obvodové rychlosti válcových bubnů nebo z otáček hnacích kol vozidla, při známém poloměru pneumatiky. Používají se indukční a impulzní otáčkoměry.
- b) Měření spotřeby paliva – ukazatel hospodárnosti provozu a zároveň technického stavu. Spotřebu lze zjišťovat při jízdních zkouškách nebo v laboratorních podmínkách.
- c) Měření výkonu vozidla – zjišťujeme mechanický výkon při rotačním pohybu, který nelze měřit. Můžeme jej určit ze vztahu $P = M * \omega$

5.4 Diagnostické linky a kontrola podvozku

5.4.1 Diagnostické linky

Každá linka se většinou skládá ze tří zařízení:

- a) Válcová nebo plošinová zkušebna brzd.
- b) Tester sbíhavosti přední a zadní nápravy.
- c) Tester tlumičů a zavěšení s vážicím zařízením.

5.4.2 Tlumiče odpružení

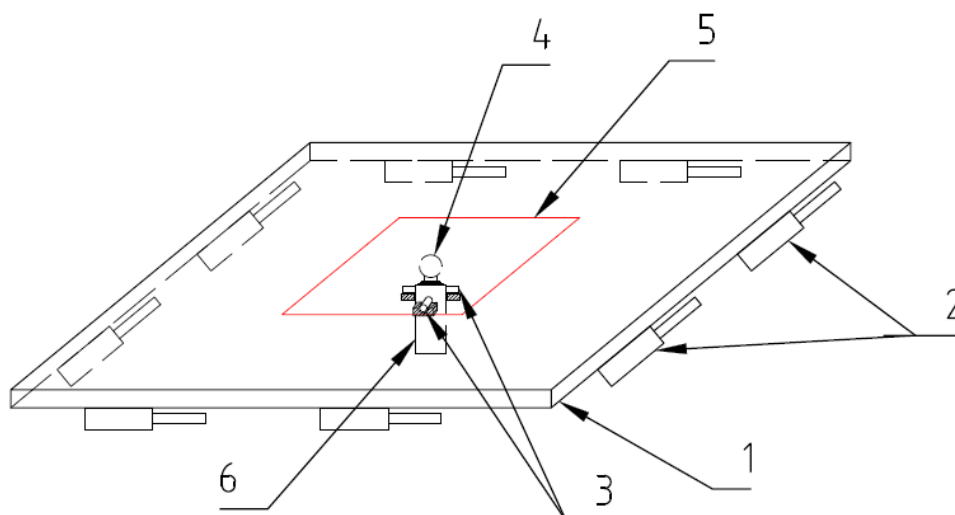
Vytvářejí s pružinami a stabilizátory rozhraní mezi odpruženou a neodpruženou částí vozidla. Pružiny eliminují vliv nerovností vozovky, tlumič eliminuje vzniklé kmitání karoserie a tlačí pneumatiku k vozovce. Zkouška se provádí na zkušebním stavu, kde je tlumič rozkmitán kinematickým buzením a měří se rekční síla vyvozována tlumičem. Jednotlivé body charakteristiky se získají změnou rychlostí pístů. [21]

5.4.3 Test sbíhavosti

Slouží k objektivnímu posouzení hodnot sbíhavosti. Vozidlo přejíždí pomalu přes desku sbíhavosti levým kolem. Deska je rozdělena na dvě části, první slouží k uvolnění napětí v nápravě a spouští test, druhá má potenciometr, který snímá příčné vyosení desky. Když odchylka přesáhne ± 4 m/km, tak je nutné seřízení geometrie. [21]

6 Koncept

Úkolem této bakalářské práce je vytvoření hydraulického obvodu, pro zvedání plošiny pro automobilovou zkušebnu. Bude navrhnutý jeden hydraulický obvod, který bude vybrán ze 4 konceptů obvodů. Maximální tlak v obvodu je omezen na 20MPa. Koncept zadání bakalářské práce je zobrazen v *Obr. 15*. Plošina musí splňovat zadané požadavky. První požadavek se týká samotné plošiny, ta bude mít rozměry 6x4 metrů a bude se vyklánět do všech čtyř stran do úhlu 45° . Plošina bude vážit okolo 10 tun a maximální zátěž, kterou může plošina zvedat, bude 12 tun. Zvedané vozidlo nebude možné připevnit kdekoliv na plošině, ale jen v omezeném prostoru. A to maximálně metr ve všech čtyřech směrech od těžiště plošiny – na obrázku označené červeně. Dále musí být na plošině umístěn mechanismus pro ukotvení zkoušeného zařízení. Navrhnutí ukotvení není úkolem téhle bakalářské práce. Další požadavek se týká času zvedání plošiny, ten má být do 3 minut a má být konstantní. Dále budou na každé straně dva malé přímočaré hydromotory pro zasouvání čepů, které budou zasouvat čepy pro přichycení jedné strany plošiny při zvedání. Tyto čepy budou při zvedání pozvolna přenášet část zatížení z hydromotoru do konstrukce uložené v zemi. Hydromotor bude uložen v kyvné přírubě, která mu umožní pohyb ve všech potřebných směrech. K plošině bude připevněn kloubem, který umožní změnu úhlu, který svírá plošina s hydromotorem. Hydraulický agregát a další komponenty obvodu budou pro úsporu místa umístěny pod plošinou. Hydraulický obvod musí dokázat plynule regulovat pohyb hydromotoru.



Obr. 15 Koncept řešení

- 1 – Plošina
- 2 – Hydromotory pro zasouvání čepů
- 3 – Příruba pro naklonění do všech čtyř stran
- 4 – Kloub
- 5 – Ohraničení prostoru pro upevnění vozidla
- 6 – Teleskopický přímočarý hydromotor

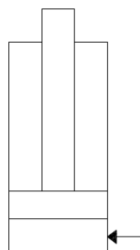
7 Volba hydromotoru

Hydromotor má zvedat břemeno (plošinu) do daného úhlu naklonění. Proto se dá použít jen přímočarý hydromotor. Nabízejí se 3 typy přímočarých hydromotorů.

- a) Jednočinný přímočarý hydromotor
- b) Dvojčinný přímočarý hydromotor
- c) Teleskopický jednočinný hydromotor

Z těchto tří typů si vybereme jeden a ten použijeme. Dané motory si zhodnotíme z hlediska výhod a nevýhod při použití v zadané aplikaci.

- a) Jednočinný přímočarý hydromotor – vysouvání zprostředkovává hydraulická tekutina a zasouvání je uskutečněno silou zatěžující píst.



Obr. 16 Jednočinný přímočarý hydromotor

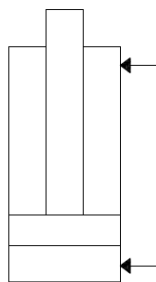
Výhody:

- Jednoduchá konstrukce a výroba
- Dobrá průtoková i tlaková účinnost
- Menší obvod, přívod kapaliny jen k jednomu konci motoru

Nevýhody:

- Velká prostorová vytiženost v naší aplikaci
- Velké namáhání pístnice na vzpěr

- b) Dvojčinný přímočarý hydromotor – vysouvání a zasouvání zprostředkovává hydraulická tekutina. V zadané aplikaci je zbytečné použít dvojčinný hydromotor, protože na píst působí dostatečně velká síla, která dokáže píst zasunout.



Obr. 17 Dvojčinný přímočarý hydromotor

Výhody:

- Dobrá průtoková i tlaková účinnost
- Ovládání obou směrů pohybu

- Jednoduchá konstrukce a výroba

Nevýhody:

- Velké namáhání pístnice na vzpěr
- Velká prostorová vytiženost v naší aplikaci
- Složitější obvod, přívod hydraulické kapaliny k oběma koncům motoru

c) Teleskopický jednočinný hydromotor - vysouvání zprostředkovává hydraulická tekutina, pohyb je ovšem nerovnoměrný a rychlost vysouvání u jednotlivých stupňů je odlišná. Zpětný pohyb je vyvolán působící silou.



Obr. 18 Teleskopický jednočinný hydromotor

Výhody:

- Dobrá průtoková a tlaková účinnost
- Malá prostorová vytiženost
- Lepší odolnost pístnice na vzpěr

Nevýhody:

- Složitější konstrukce a výroba
- Nerovnoměrné vysouvání, potřebná regulace

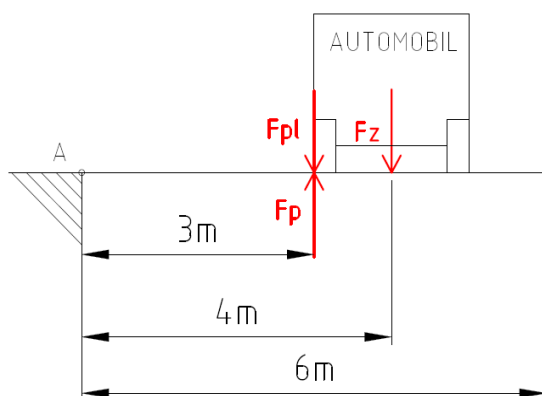
Kritérium, které požadujeme je malá zástavbová velikost, tudíž je nejvhodnější teleskopický přímočarý hydromotor. Pro optimální rozdělení zatížení a délky jednotlivých kroků jsem zvolil 4 stupně. Ty rozdělí délku 2,3 metrů na stejné díly o délce 0,575 m.

8 Výpočet zatížení

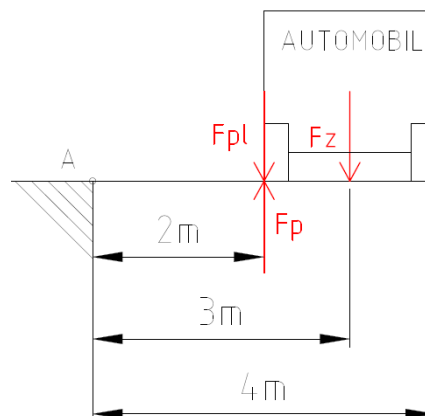
Navrhovaná plošina se bude naklápět do všech čtyř stran. Výpočty pro zvedání na protilehlé strany budou totožné, proto nám bude stačit výpočet z pohledu z boku (bokorys) a z hlavního pohledu (nárys). V obou pohledech se bude zvedat plošina maximálně do 45° . Zvedané vozidlo bude možno ukotvit maximálně 1 metr od těžiště plošiny. Je zadáno, že váha samotné plošiny bude 10 tun a maximální váha zvedaného vozidla bude 12 tun. Rozměry plošiny budou 6x4 metrů.

8.1 Maximální zatížení

Plošinu si můžeme představit jako nosník, který je ukotvený na jedné straně kloubem a na druhém konci je volný. Tato situace nastane ihned na začátku zvedání, kdy hydromotor bude muset překonat celou váhu plošiny a zvedaného vozu, než se plošina dostatečně zvedne a váha začne pozvolna přecházet na kloub. Síla F_{pl} představuje váhu plošiny. Síla F_z je váha, kterou představuje zkoušené vozidlo. Sílu F_p musí vyvolat hydromotor pro překonání celkové váhy a ke zvednutí plošiny do požadované polohy. Tato síla se bude v průběhu zvedání měnit. Výpočet budeme provádět pro maximální zatížení, protože pro navržnutí hydromotoru toto zatížení potřebujeme nutně znát. Maximální zatížení může nastat v jednom ze dvou případů a to v hlavním řezu *Obr. 19 a)* nebo ve vedlejším řezu *Obr. 19 b)*. Vypočteme si zatížení pro oba případy, které bude vyšší, to použijeme dále v návrhu a ve výpočtech.



Obr. 19 a) Hlavní pohled



Obr. 19 b) Vedlejší pohled

Nejprve si určíme síly, které způsobí hmotnost plošiny a vozidla. Hmotnost plošiny je $m_{pl} = 10$ tun (10000 kg) a maximální hmotnost vozidla je $m_z = 12$ tun (12000 kg). Podle vzorce $F = m \cdot g$ si vypočítáme síly F_{pl} a F_z .

m – hmotnost [kg], g – gravitační zrychlení = 9,81 [m/s]

Síla, kterou vyvolá váha plošiny.

$$F_{pl} = m_{pl} \cdot g \quad (8.1)$$

$$F_{pl} = 10000 \cdot 9,81$$

$$F_{pl} = 98100 \text{ N}$$

Síla, kterou vyvolá váha vozidla.

$$F_z = m_z \cdot g \quad (8.2)$$

$$F_z = 12000 \cdot 9,81$$

$$F_z = 117720 \text{ N}$$

8.1.1 Hlavní pohled

Z momentové věty si vyjádříme a vypočteme sílu F_p .

$$\sum M_{i,A} = 0$$

$$F_p \cdot 3 - F_{pl} \cdot 3 - F_z \cdot 4 = 0 \quad (8.3)$$

$$F_p = \frac{F_{pl} \cdot 3 + F_z \cdot 4}{3}$$

Dosadíme vypočtené hodnoty sil.

$$F_p = \frac{98100 \cdot 3 + 117720 \cdot 4}{3}$$

Výsledná síla působící na hydromotor.

$$F_p = 255060 \text{ N}$$

8.1.2 Vedlejší pohled

Budeme postupovat obdobně jako u předchozího bodu. Nejprve si z momentové věty vyjádříme sílu F_p .

$$\begin{aligned}\sum M_{i,A} &= 0 \\ F_p * 2 - F_{pl} * 2 - F_z * 3 &= 0 \\ F_p &= \frac{F_{pl} * 2 + F_z * 3}{2}\end{aligned}\tag{8.4}$$

Dosadíme vypočtené hodnoty sil.

$$F_p = \frac{98100 * 2 + 117720 * 3}{2}$$

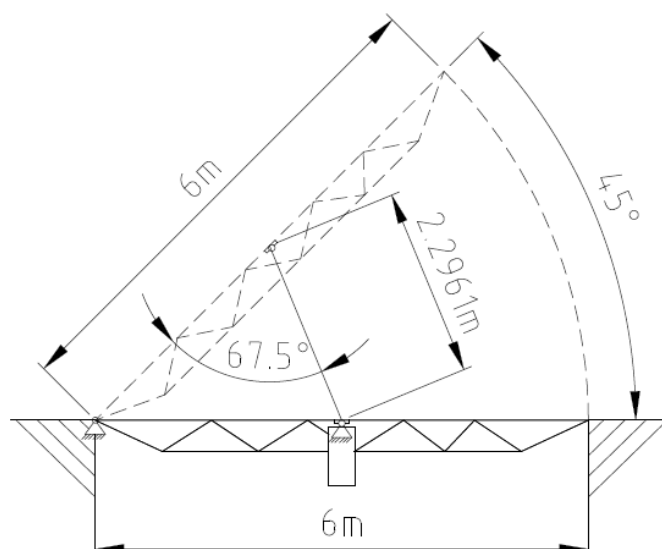
Výsledná síla působící na hydromotor.

$$F_p = 274680 \text{ N}$$

Z předchozích výpočtů v bodech 8.1.1 a 8.1.2 jsme zjistili, že největší zatížení na píst vznikne při zvedání plošiny ve vedlejším pohledu a to $F_p = 274680 \text{ N}$. Následně si určíme maximální délku vysunutí hydromotoru.

8.2 Délka vysunutí

Maximální délku si určíme pomocí nákresu v programu AutoCAD. Když známe délku plošiny a úhel naklonění, spojíme střed plošiny v klidovém stavu a v nakloněném stavu. Změříme si délku vzniklé úsečky, ta nám představuje délku vysunutí. Délku si zaokrouhlíme na 2,3m kvůli snadnější výrobě. Z nákresu si také změříme úhel, který svírá píst a zvednutá plošina. Vše je vyobrazeno na Obr. 20.



Obr. 20 Náčrt zvednuté plošiny

8.3 Zatížení jednotlivých stupňů

Z výpočtů v bodě 8.1 víme, že maximální zatížení vyvolá sílu $F_{p1} = 274680 \text{ N}$. Tato síla bude působit pouze na první stupeň a to na začátku vysouvání a bude pozvolna klesat. Po vysunutí celé délky prvního stupně a to 0,575 m se začne vysouvat druhý stupeň a na ten už bude kladena jiná velikost zatěžující síly. Pro výpočet dané síly si musíme určit úhel zvednutí plošiny. Úhel si budeme určovat v případech, kdy bude na daný stupeň působit největší síla a to je při začátku vysouvání daného stupně.

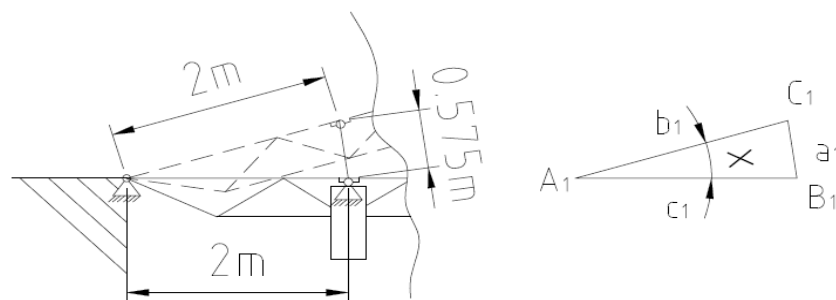
Na první dva stupně bude působit největší síla ve vedlejším pohledu. Třetí stupeň bude vysunut do maximální délky jen v hlavním pohledu. Čtvrtý stupeň se bude vysouvat jen v hlavním pohledu.

8.3.1 Druhý stupeň

Druhý stupeň začne pracovat po vysunutí prvního stupně do maximální délky. Úhel, který bude svírat plošina, si nyní vypočteme.

Pro určení úhlu použijeme Kosinovu větu, která zní:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cdot \cos \gamma \quad (8.5)$$



Obr. 21 Vysunutí prvního stupně ($x=\alpha$)

Obr. 21 znázorňuje vysunutí prvního stupně. Ve vzniklém trojúhelníku použijeme Kosinovu větu, kterou si upravíme pro náš náčrtek.

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cdot \cos \alpha \quad (8.6)$$

Z Obr. 21 známe délky všech stran a neznáme úhel, který potřebujeme pro výpočet zatížení, které bude působit na druhý stupeň. Upravíme si Kosinovu větu na tvar pro výpočet neznámého úhlu.

$$\cos \alpha_1 = \frac{b_1^2 + c_1^2 - a_1^2}{2b_1c_1} \quad (8.7)$$

Dosadíme za $a_1 = 0,575\text{m}$, $b_1 = 2\text{m}$, $c_1 = 2\text{m}$, $x = \alpha_1$.

$$\cos \alpha_1 = \frac{2^2 + 2^2 - 0,575^2}{2 \cdot 2 \cdot 2}$$

$$\alpha_1 = 16,53^\circ$$

Když známe úhel, vypočteme si zatížení, které bude působit na druhý stupeň. K tomu budeme potřebovat určit momentovou větu.

$$\sum M_{i,A} = 0 \quad (8.8)$$

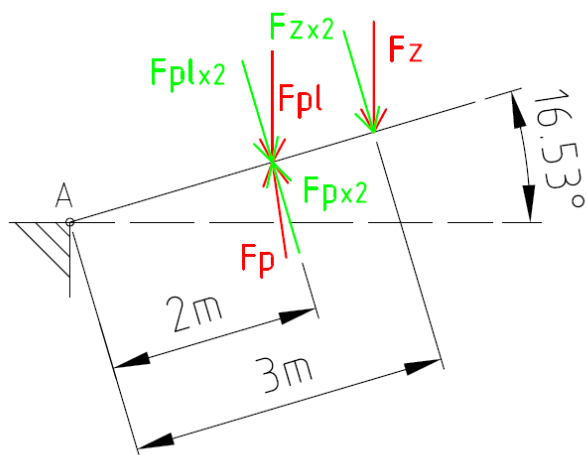
Plošinu si představíme jako nosník dlouhý 4 metry. Moment nám tvoří jen síly působící kolmo k plošině, proto si ze sil odvodíme momentové složky.

Momentové složky sil:

$$F_{z_{x2}} = F_z \cdot \cos \alpha_1 \quad (8.9)$$

$$F_{pl_{x2}} = F_{pl} \cdot \cos \alpha_1 \quad (8.10)$$

$$F_{p_{x2}} = F_{p_2} \cdot \cos \frac{\alpha_1}{2} \quad (8.11)$$



Obr. 22 Silové účinky po vysunutí prvního stupně

Z momentové věty nám vyplyne rovnice.

$$Fp_{x2} \cdot 2 = Fpl_{x2} \cdot 2 + Fz_{x2} \cdot 3 \quad (8.12)$$

Po dosazení rovnic (8.5), (8.6) a rovnice (8.7) nám vznikne.

$$Fp_2 \cdot \cos \frac{\alpha_1}{2} \cdot 2 = Fpl \cdot \cos \alpha_1 \cdot 2 + Fz \cdot \cos \alpha_1 \cdot 3 \quad (8.13)$$

Upravíme podle neznámé Fp .

$$Fp_2 = \frac{Fpl \cdot \cos \alpha_1 \cdot 2 + Fz \cdot \cos \alpha_1 \cdot 3}{\cos(\frac{\alpha_1}{2}) \cdot 2}$$

Dosadíme známé hodnoty.

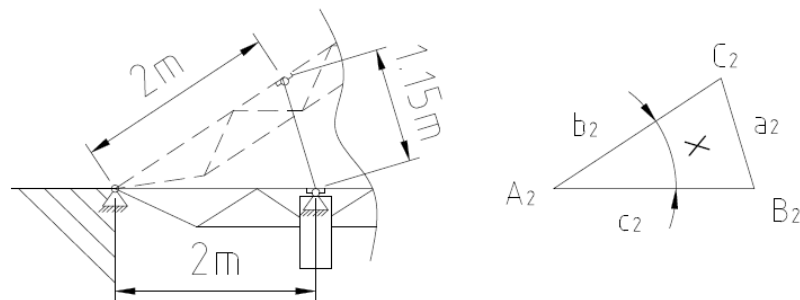
$$Fp_2 = \frac{98100 \cdot \cos 16,53 \cdot 2 + 117720 \cdot \cos 16,53 \cdot 3}{\cos(\frac{16,53}{2}) \cdot 2}$$

$$Fp_2 = 266092 \text{ N}$$

Prvotní maximální sílu, kterou bude muset překonat druhý stupeň je 266092 N.

8.3.2 Třetí stupeň

Vypočteme si úhel po vysunutí prvních dvou stupňů. Tento úhel je potřebný pro výpočet zatěžující síly třetího stupně. Postup bude obdobný jako u výpočtu prvního stupně. Jen s rozdílem dosazených hodnot.



Obr. 23 Vysunutí druhého stupně

Z Obr. 23 zjistíme délky stran, které potřebujeme k výpočtu neznámého úhlu. Délka vysunutí je součet délek prvních dvou stupňů. Opět si upravíme Kosinovu větu a dosadíme známé hodnoty.

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cdot \cos\alpha \quad (8.14)$$

Upravíme pro výpočet úhlu.

$$\cos\alpha_2 = \frac{b_2^2 + c_2^2 - a_2^2}{2b_2c_2} \quad (8.15)$$

Dosadíme neznámé hodnoty. Za $a_2 = 1,15\text{m}$, $b_2 = 2\text{m}$, $c_2 = 2\text{m}$, $x = \alpha_2$.

$$\cos\alpha_2 = \frac{2^2 + 2^2 - 1,15^2}{2 \cdot 2 \cdot 2}$$

$$\alpha_2 = 33,42^\circ$$

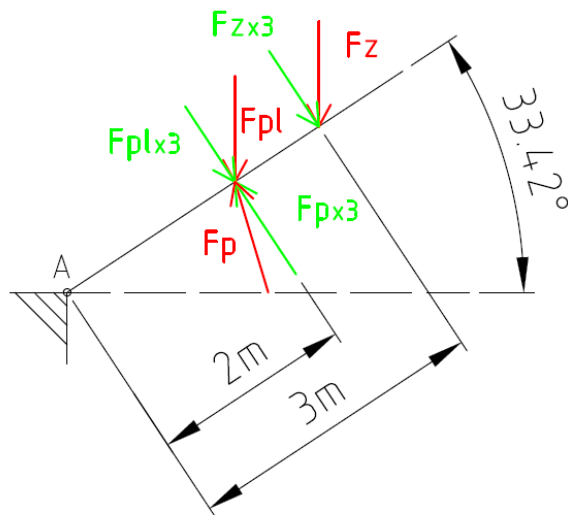
Nyní si vypočteme zatěžující sílu, která bude působit na píst, při začátku vysouvání třetího stupně. Postup bude obdobný jako v bodě 8.3.1.

Nejprve si vyjádříme momentové složky sil.

$$Fz_{x3} = Fz \cdot \cos\alpha_2 \quad (8.16)$$

$$Fpl_{x3} = Fpl \cdot \cos\alpha_2 \quad (8.17)$$

$$Fp_{x3} = Fp_3 \cdot \cos\frac{\alpha_2}{2} \quad (8.18)$$



Obr. 24 Silové účinky po vysunutí prvních dvou stupňů

Vyjádříme si momentovou větu.

$$\sum M_{i,A} = 0$$

$$Fp_{x3} \cdot 2 = Fpl_{x3} \cdot 2 + Fz_{x3} \cdot 3 \quad (8.19)$$

Dosadíme za momentové složky sil.

$$Fp_3 \cdot \cos \frac{\alpha_3}{2} \cdot 2 = Fpl \cdot \cos \alpha_3 \cdot 2 + Fz \cdot \cos \alpha_3 \cdot 3 \quad (8.20)$$

Upravíme.

$$Fp_3 = \frac{Fpl \cdot \cos \alpha_2 \cdot 2 + Fz \cdot \cos \alpha_2 \cdot 3}{\cos(\frac{\alpha_2}{2}) \cdot 2}$$

Dosadíme hodnoty.

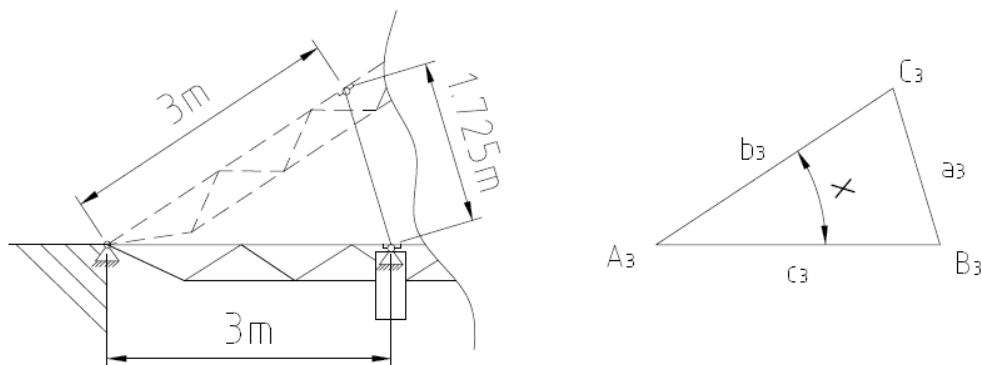
$$Fp_3 = \frac{98100 \cdot \cos 33,42 \cdot 2 + 117720 \cdot \cos 33,42 \cdot 3}{\cos(\frac{33,42}{2}) \cdot 2}$$

$$Fp_3 = 239371 \text{ N}$$

Prvotní maximální sílu, kterou bude muset překonat třetí stupeň je 239371 N.

8.3.3 Čtvrtý stupeň

Pro výpočet úhlu po úplném vysunutí třetího stupně a pro výpočet největšího zatížení čtvrtého stupně, budeme potřebovat nákres z hlavního pohledu. Ve vedlejším pohledu se třetí stupeň vysune jen z části.



Obr. 25 Vysunutí čtvrtého stupně

Z Obr. 25 známe délky stran. Délka vysunutí je součet délek prvních tří stupňů. Ty dosadíme do upravené Kosinovy věty.

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cdot \cos \alpha \quad (8.21)$$

Upravíme.

$$\cos \alpha_3 = \frac{b_3^2 + c_3^2 - a_3^2}{2b_3c_3} \quad (8.22)$$

Dosadíme hodnoty. Za $a_3 = 1,725\text{m}$, $b_3 = 3\text{m}$, $c_3 = 3\text{m}$, $x = \alpha_3$.

$$\cos \alpha_3 = \frac{3^2 + 3^2 - 1,725^2}{2 \cdot 3 \cdot 3}$$

$$\alpha_3 = 33,42^\circ$$

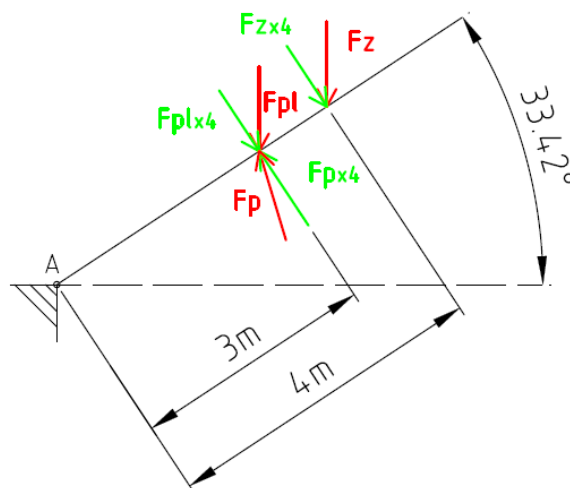
Úhel vyšel stejně jako v bodě 8.3.2, protože jsou jiné rozměry plošiny, výsledná síla vyjde odlišně.

Vyjádříme si momentové složky sil.

$$Fz_{x4} = Fz \cdot \cos \alpha_3 \quad (8.23)$$

$$Fpl_{x4} = Fpl \cdot \cos \alpha_3 \quad (8.24)$$

$$Fp_{x4} = Fp_4 \cdot \cos \frac{\alpha_3}{2} \quad (8.25)$$



Obr. 26 Silové účinky po vysunutí tří stupňů

Vyjádříme si momentovou větu.

$$\sum M_{i,A} = 0$$

$$Fp_{x4} \cdot 3 = Fpl_{x4} \cdot 3 + Fz_{x4} \cdot 4 \quad (8.26)$$

Dosadíme za momentové složky sil.

$$Fp_4 \cdot \cos \frac{\alpha_3}{2} \cdot 3 = Fpl \cdot \cos \alpha_3 \cdot 3 + Fz \cdot \cos \alpha_3 \cdot 4 \quad (8.27)$$

Upravíme.

$$Fp_4 = \frac{Fpl \cdot \cos \alpha_3 \cdot 3 + Fz \cdot \cos \alpha_3 \cdot 4}{\cos(\frac{\alpha_3}{2}) \cdot 3}$$

Dosadíme hodnoty.

$$Fp_4 = \frac{98100 \cdot \cos 33,42 \cdot 3 + 117720 \cdot \cos 33,42 \cdot 4}{\cos(\frac{33,42}{2}) \cdot 3}$$

$$Fp_4 = 222273 \text{ N}$$

Prvotní maximální sílu, kterou bude muset překonat čtvrtý stupeň je 222273 N.

8.4 Návrh čepu

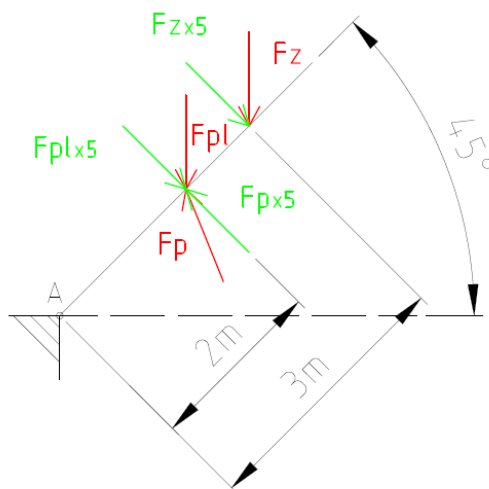
Pro navrhnutí čepu musím znát zatížení, které na něho bude působit při maximálním náklonu plošiny. Nejprve vypočteme zatížení pístu. Postup bude obdobný jako v bodě 8.3.

Určíme si momentové složky sil.

$$Fz_{x5} = Fz \cdot \cos \alpha_4 \quad (8.28)$$

$$F_{pl_{x5}} = F_{pl} \cdot \cos \alpha_4 \quad (8.29)$$

$$F_{p_{x5}} = F_{p5} \cdot \cos \frac{\alpha_4}{2} \quad (8.30)$$



Obr. 27 Silové účinky po úplném vysunutí

Vyjádříme si momentovou větu.

$$\sum M_{i,A} = 0$$

$$F_{p_{x5}} \cdot 2 = F_{pl_{x5}} \cdot 2 + F_{z_{x5}} \cdot 3 \quad (8.31)$$

Dosadíme za momentové složky sil.

$$F_{p5} \cdot \cos \frac{\alpha_4}{2} \cdot 2 = F_{pl} \cdot \cos \alpha_4 \cdot 2 + F_z \cdot \cos \alpha_4 \cdot 3 \quad (8.32)$$

Upravíme.

$$F_{p5} = \frac{F_{pl} \cdot \cos \alpha_4 \cdot 2 + F_z \cdot \cos \alpha_4 \cdot 3}{\cos(\frac{\alpha_4}{2}) \cdot 2}$$

Dosadíme hodnoty. Za α_4 dosadím úhel maximálního naklonění.

$$F_{p5} = \frac{98100 \cdot \cos 45 \cdot 2 + 117720 \cdot \cos 45 \cdot 3}{\cos(\frac{45}{2}) \cdot 2}$$

$$F_{p5} = 210231 \text{ N}$$

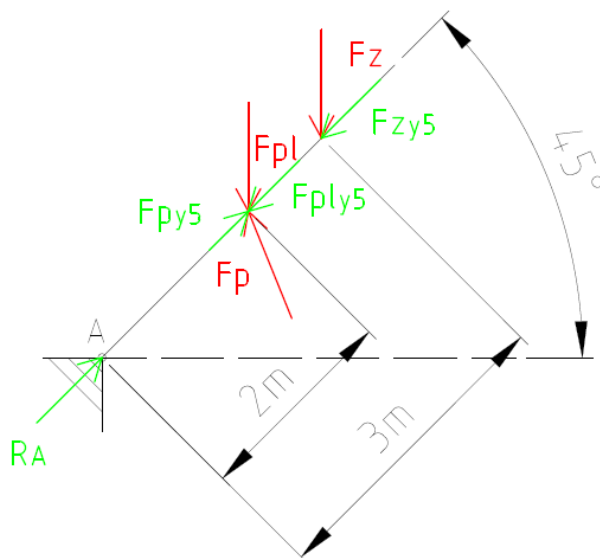
Síla, která působí na píst při maximálním naklonění.

Pro výpočet zatížení na čep, si určíme složky sil, které působí v rovině plošiny.

$$F_{z_{y5}} = F_z \cdot \sin \alpha_4 \quad (8.33)$$

$$F_{pl_{y5}} = F_{pl} \cdot \sin \alpha_4 \quad (8.34)$$

$$F_{p_{y5}} = F_{p5} \cdot \sin \frac{\alpha_4}{2} \quad (8.35)$$



Obr. 28 Silové účinky na čep

V ose y se síly musí rovnat 0, a tedy.

$$R_A + F_{py5} - F_{ply5} - F_{zy5} = 0 \quad (8.36)$$

Upravíme.

$$R_A = F_{ply5} + F_{zy5} - F_{py5} \quad (8.37)$$

Dosadíme za síly.

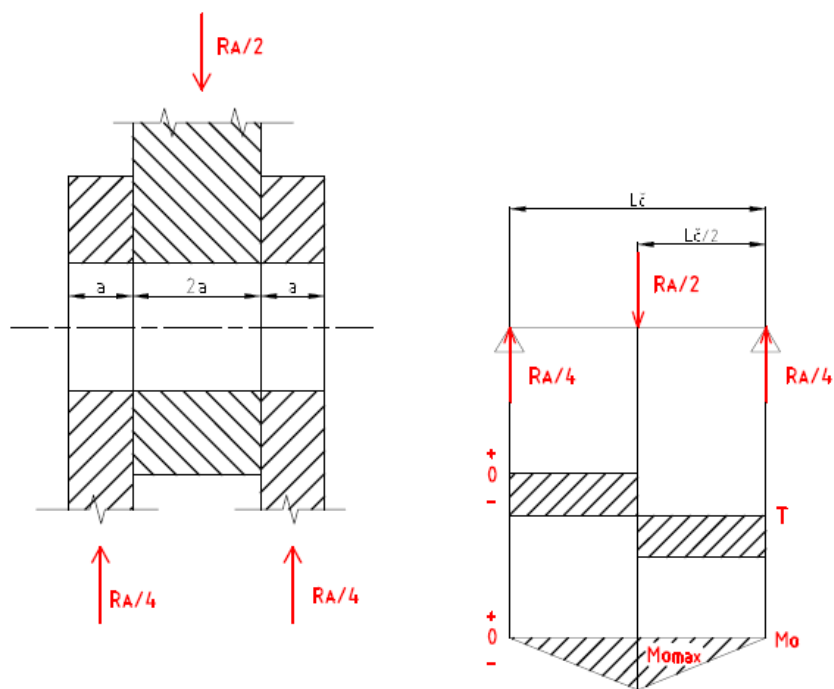
$$R_A = F_{pl} \cdot \sin \alpha_4 + F_z \cdot \sin \alpha_4 - F_{p5} \cdot \sin \frac{\alpha_4}{2} \quad (8.38)$$

Dosadíme hodnoty.

$$R_A = 98100 \cdot \sin 45^\circ + 117720 \cdot \sin 45^\circ - 210231 \cdot \sin 45^\circ$$

$$R_A = 72156 \text{ N}$$

Na každé straně plošiny jsou 2 čepy, tedy výsledná reakce na jeden čep bude poloviční. Postup pro návrh a kontrolu čepu je z [22].



Obr. 29. Schéma a průběh napětí v čepu

8.4.1 Maximální ohybový moment

Délku čepu předběžně volím 160mm. Délka kóty a je 40mm.

$$Mo_{max} = \frac{RA_{\check{c}}}{2} \cdot \frac{L_{\check{c}}}{2} \quad (8.39)$$

$$Mo_{max} = \frac{72156}{2} \cdot \frac{160}{2}$$

$$Mo_{max} = 2886235 Nmm$$

8.4.2 Návrh průměru čepu

Dovolené ohybové napětí v čepu určíme dle [17] str. 54. Materiál čepu 11500.
 $\sigma_{D0} = 110 \text{ MPa}$

$$\sigma_o = \frac{Mo_{max}}{W_o} \leq \sigma_{D0} \quad (8.40)$$

Dosadíme za W_o .

$$\sigma_o = \frac{Mo_{max}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}}$$

Upravíme pro výpočet průměru čepu.

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mo_{max}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}}$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2886235}{\pi \cdot 110}}$$

$$d_{\check{c}} = 64,4mm$$

Pro snadnější a levnější výrobu zaokrouhlíme na 65mm.

8.4.3 Kontrola čepu na střih

Dovolené smykové napětí určíme dle [17] str. 54. Materiál čepu 11500. $\tau_{DS} = 60MPa$

$$\tau_S = \frac{\frac{R_{A\check{c}}}{2}}{2 \cdot S_{\check{c}}} \leq \tau_{DS} \quad (8.41)$$

Upravíme.

$$\tau_S = \frac{\frac{R_{A\check{c}}}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}}$$

Dosadíme hodnoty.

$$\tau_S = \frac{\frac{72156}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 65^2}{4}}$$

$$\tau_S = 5,43MPa$$

$$\tau_S = 5,43MPa < 60MPa \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

8.4.4 Kontrola čepu na otláčení

Dovolené otláčení si zvolíme dle [17] str. 54. Materiál 11500. $p_D = 90MPa$

Za tloušťku t_s si zvolíme hodnotu $2a$, tedy 80mm.

$$p_{\check{c}} = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (8.42)$$

$$p_{\check{c}} = \frac{\frac{R_{A\check{c}}}{2}}{d_{\check{c}} \cdot t_s} \leq p_D \quad (8.43)$$

Dosadíme.

$$p_{\check{c}} = \frac{36078}{65 \cdot 80}$$

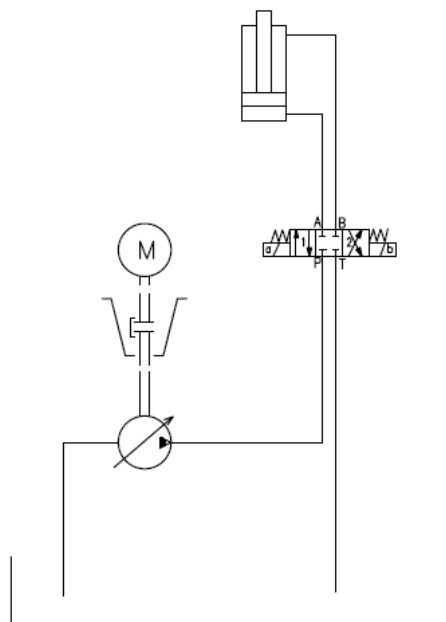
$$p_{\check{c}} = 6,94 MPa$$

$$6,94 \leq 90 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

9 Výběr provedení hydraulického obvodu

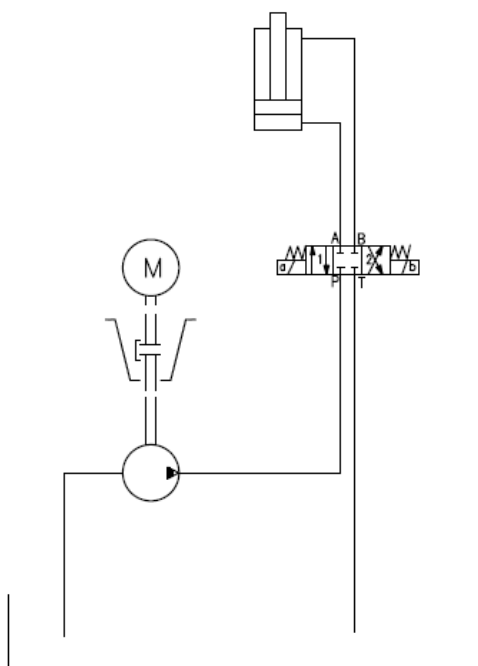
Nabízejí se nám 4 možnosti provedení hydraulického obvodu. A to obvod s dvojčinným přímočarým hydromotorem nebo s teleskopickým jednočinným hydromotorem. Obě tyto možnosti se dají použít s regulačním nebo neregulačním hydrogenerátorem.

- a) První obvod je s použitím dvojčinného přímočarého hydromotoru s regulačním hydrogenerátorem.



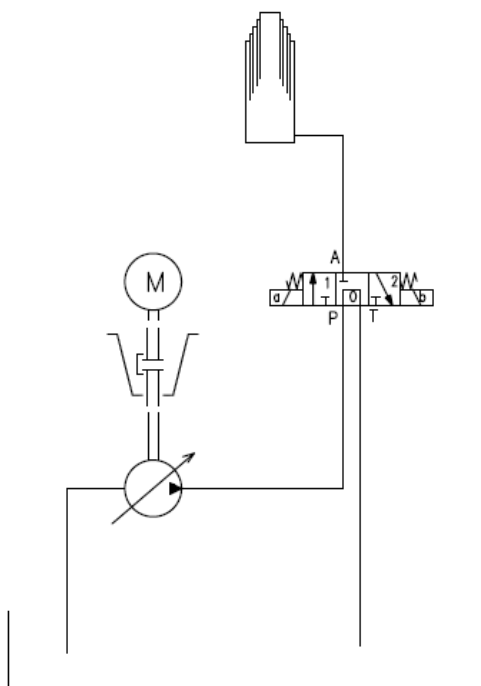
Obr. 30 Obvod s dvojčinným přímočarým hydromotorem s regulačním hydrogenerátorem

- b) Druhý obvod je s použitím dvojčinného přímočarého hydromotoru s neregulačním hydrogenerátorem.



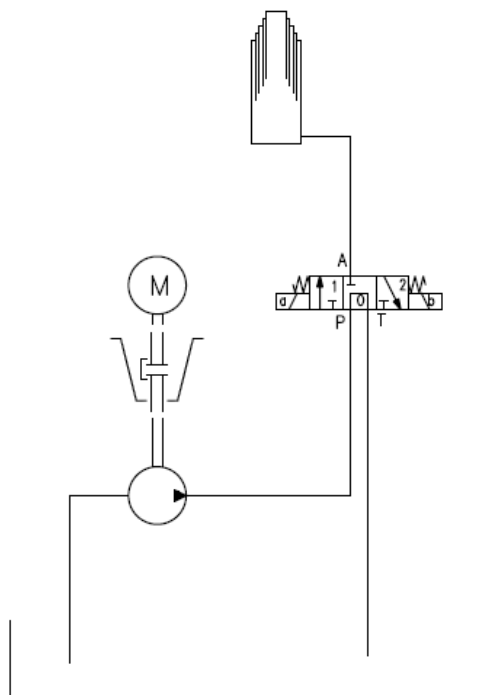
Obr. 31 Obvod s dvojčinným přímočarým hydromotorem s neregulačním hydrogenerátorem

- c) Třetí obvod je s použitím jednočinného teleskopického hydromotoru s regulačním hydrogenerátorem.



Obr. 32 Obvod s teleskopickým hydromotorem s regulačním hydrogenerátorem

- d) Čtvrtý obvod je s použitím jednočinného teleskopického hydromotoru s neregulačním hydrogenerátorem.



Obr. 33 Obvod s teleskopickým hydromotorem s neregulačním hydrogenerátorem

V zadání projektu je dáno, že obvod má být plynule regulován, tudíž musíme použít obvod s regulačním hydrogenerátorem. Dle této podmínky nám zůstanou jen 2 obvody a to obvod a) a c). Z kapitoly 7, kde jsme volili vhodný typ hydromotoru, vyplývá, že lze použít jen obvod c), protože zahrnuje teleskopický hydromotor, který je pro naši aplikaci nejvhodnější.

Vybraný obvod, je dále rozpracován v příloze HO-01. Jako hydraulickou kapalinu jsem vybral minerální olej MOGUL HM 46, dle [24]. Má optimální vlastnosti a při průsacích nepotřebujeme ekologicky odbouratelné oleje, protože umístění a konstrukce plošiny nedovolí oleji vytéct do přírody.

10 Návrh teleskopického jednočinného hydromotoru

10.1 Výpočty průměru jednotlivých pístů

Z předchozí kapitoly známe potřebné zatížení pro výpočet rozměrů hydromotoru. Hlavní rozměry jsou průměry jednotlivých pístů. Vypočteme je z rovnice pro tlak.

$$p = \frac{F}{S} \quad (10.1)$$

Za sílu F budeme dosazovat naše vypočtené hodnoty zatěžujících sil. Za tlak dosadíme námi předběžně určené tlaky pro jednotlivé stupně. Pro tlaky $p_1 = 6,5\text{MPa}$, $p_2 = 8\text{MPa}$, $p_3 = 10\text{MPa}$ a pro tlak $p_4 = 12\text{MPa}$. Plochu si vyjádříme pomocí průměru.

Upravíme rovnici a vypočteme si průměry válců. Do vzorce přidáme mechanicko-tlakovou účinnost $\eta_{mp} = 0,95$.

$$d = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{p \cdot \eta \cdot \pi}} \quad (10.2)$$

Průměr prvního pístu.

$$d_1 = \sqrt{\frac{F p_1 \cdot 4}{p_1 \cdot \eta \cdot \pi}} \quad (10.3)$$

Dosadíme za sílu, tlak a účinnost.

$$d_1 = \sqrt{\frac{274680 \cdot 4}{6500000 \cdot 0,95 \cdot \pi}}$$

$$d_1 = 0,238m$$

Pro lepší výrobu pístu, zaokrouhlíme vypočtenou hodnotu průměru na 0,24m. Pokračujeme s výpočtem průměru druhého pístu. Postup bude stejný jako u předchozího výpočtu průměru.

$$d_2 = \sqrt{\frac{F p_2 \cdot 4}{p_2 \cdot \eta \cdot \pi}} \quad (10.4)$$

Dosadíme.

$$d_2 = \sqrt{\frac{266092 \cdot 4}{8000000 \cdot 0,95 \cdot \pi}}$$

$$d_2 = 0,211m$$

Pro lepší výrobu druhého pístu, zaokrouhlíme průměr na 0,21m.

Opakujeme postup i pro výpočet průměru třetího a čtvrtého pístu.

$$d_3 = \sqrt{\frac{F p_3 \cdot 4}{p_3 \cdot \eta \cdot \pi}} \quad (10.5)$$

Dosadíme.

$$d_3 = \sqrt{\frac{239371 \cdot 4}{10000000 \cdot 0,95 \cdot \pi}}$$

$$d_3 = 0,173m$$

Pro lepší výrobu třetího pístu, zaokrouhlíme průměr na 0,18m.

Výpočet posledního pístu.

$$d_4 = \sqrt{\frac{Fp_4 \cdot 4}{p_4 \cdot \eta \cdot \pi}} \quad (10.6)$$

Dosadíme.

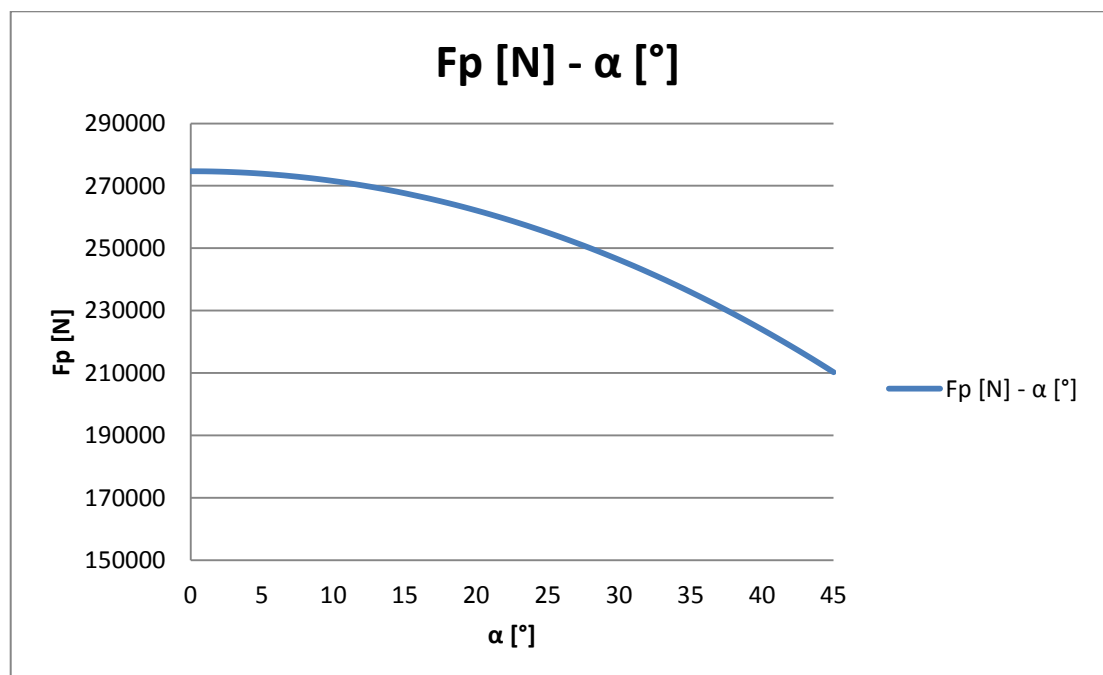
$$d_4 = \sqrt{\frac{222273 \cdot 4}{12000000 \cdot 0,95 \cdot \pi}}$$

$$d_4 = 0,158m$$

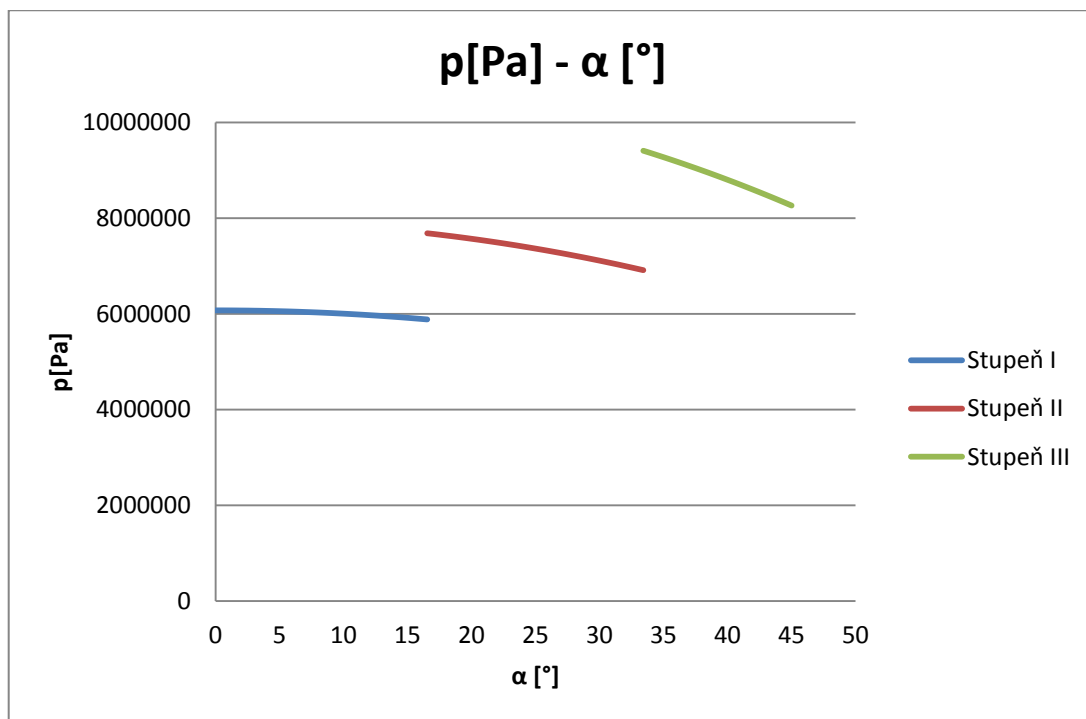
Pro lepší výrobu čtvrtého pístu, zaokrouhlíme průměr na 0,16m.

10.2 Grafy průběhu sil a tlaků vůči úhlu zvednutí plošiny

Z předchozích kapitol víme, že maximální zatížení bude ve vedlejším pohledu. Následující graf znázorňuje klesání zatěžující síly. Síla se postupně přenáší na čep v konstrukci uložené v zemi. Další graf znázorňuje průběh tlaků na každém stupni hydromotoru. Z grafu lze vyčíst, že tlaky jsou o něco menší než předběžně zvolené. Způsobeno to je tím, že jsme zaokrouhlili průměry pístů a mechanicko-tlakovou účinností.

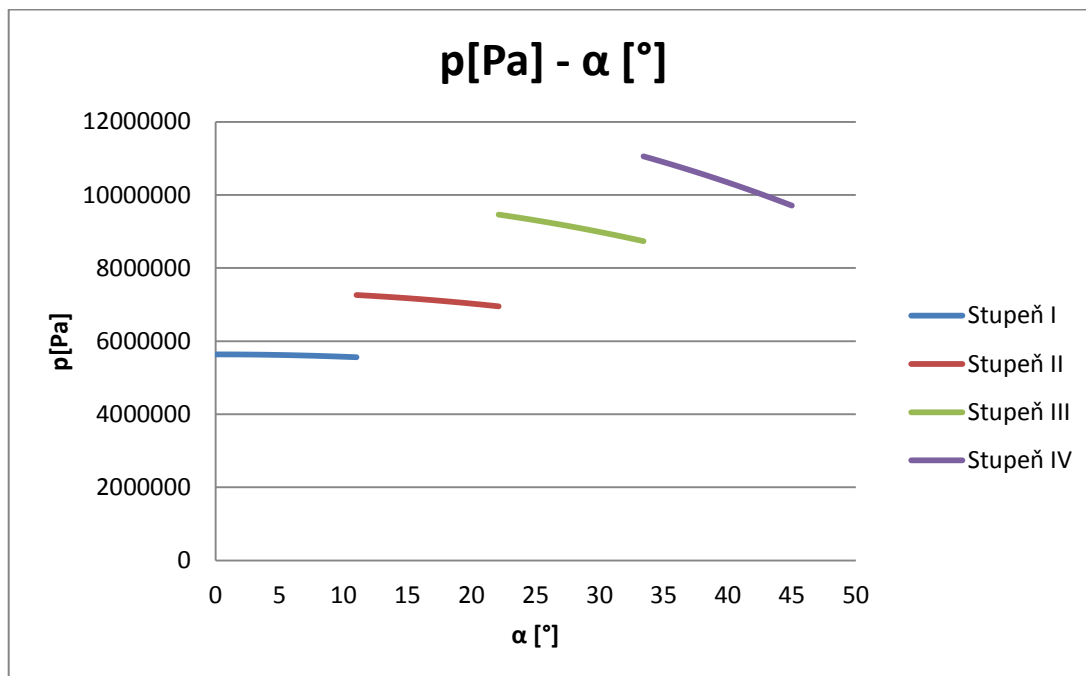


Graf 1 Závislost zatěžující síly na úhlu naklonění



Graf 2 Závislost tlaku na úhlu naklonění pro vedlejší pohled

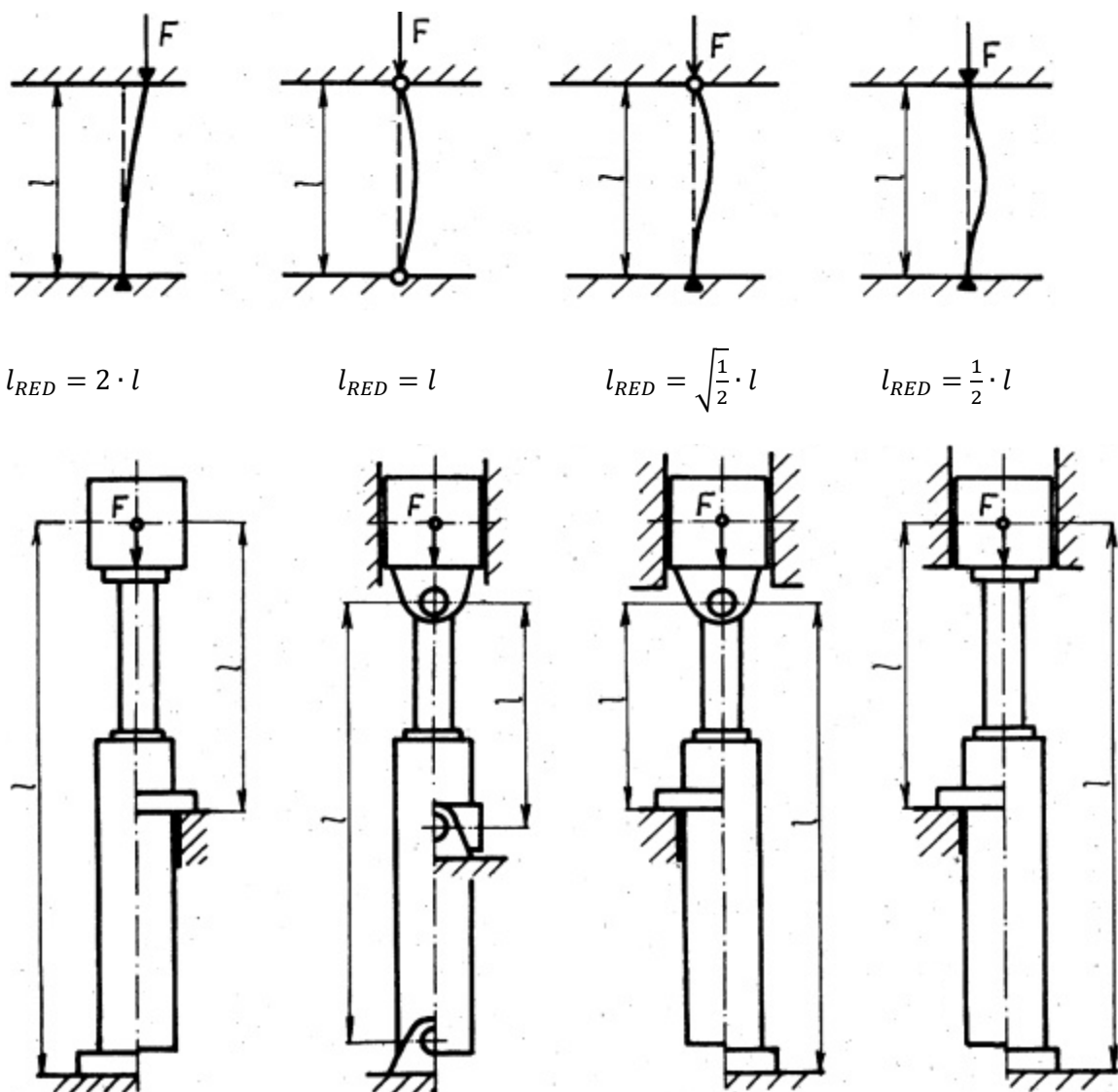
Další graf znázorňuje průběh tlaků v hlavním pohledu. Kde lze vidět i čtvrtý stupeň a celé vysunutí třetího stupně.



Graf 3 Závislost tlaku na úhlu naklonění pro hlavní pohled

10.3 Kontrola pístnice na vzpěr

Kontrola je prováděna na nejslabší článek, tedy na nejmenší průměr pístu na celé délce vysunutí. Tedy na průměru 0,16m na délce 2,3m. Dále je potřeba si určit geometrickou vlastnost prutu. Tu si určíme z Obr. 32. Postup z [22].



Obr. 34 Možná uložení tělesa při namáhání na vzpěr

Pro další výpočty potřebujeme znát kvadratický moment.

$$J = \frac{\pi \cdot d_4^4}{64} \quad (10.7)$$

Dosadíme za průměr d_4 .

$$J = \frac{\pi \cdot 0,16^4}{64}$$

$$J = 0,0000322m^4$$

Vypočteme si štíhlostní poměr.

$$\lambda = l_{RED} \cdot \sqrt{\frac{S}{J}} \quad (10.8)$$

Za l_{RED} dosadíme celou délku vysunutí a to 2,3m.

$$\lambda = 2,3 \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot 0,16^2}{4}}{0,0000322}}$$

$$\lambda = 57,47$$

Štíhlostní poměr vyšel $\lambda > 40$, musíme provést kontrolu na vzpěr. Kontrola se provádí výpočtem kritické síly.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_{RED}^2} \quad (10.9)$$

Kde E je Youngův modul pružnosti, který činí u oceli $2,1 \cdot 10^5 MPa$. Dosadíme výše vypočtené hodnoty.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,0000322}{2,3^2}$$

$$F_{kr} = 12,62 MN$$

Kritická síla vyšla mnohonásobně vyšší než maximální zatížení. Pístnice vyhovuje.

10.4 Výpočet nejmenší možné tloušťky stěny válce

Pro výpočet nejmenší možné tloušťky potřebujeme znát dovolené napětí. To si zjistíme ze zdroje [17] str. 54. Materiál použijeme ocel, třídy 11500. Pro tento materiál se dovolené napětí pohybuje v rozmezí 90 až 135 MPa. Zvolíme si 100MPa.

$$t_{min} = \frac{p_{max} \cdot D_1}{2 \cdot (\sigma_D - p_{max})} \quad (10.10)$$

Dosadíme hodnoty.

$$t_{min} = \frac{20 \cdot 240}{2 \cdot (100 - 20)}$$

$$t_{min} = 30mm$$

Nejmenší možná tloušťka válce vyšla 30mm.

10.5 Celkový čas vysouvání

Rychlost jednotlivých stupňů má být konstantní. Ovlivníme ji otevřeností proporcionálních ventilů. Které jsou v obvodě dva a jsou od firmy Parker, vybraný typ je DUR18L06PKA1. Čím více ventil otevřeme, tím bude větší rychlost. Jeden ventil má průtok 18l/min, tedy dva ventily 36l/min. Pro naplno otevřené ventily si rychlost vypočítáme.

$$v = \frac{Q}{S} \quad (10.11)$$

Průtok známe díky ventilům, ten si jen převedeme na l/s, dále ho vynásobíme procentuálním vyjádřením otevřeností obou ventilů.

$$v_1 = \frac{\frac{36 \cdot 100\%}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \quad (10.12)$$

Rovnici vynásobíme 1000000, abychom výsledek měli v mm/s.

$$v_1 = \frac{\frac{36 \cdot 100\%}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi \cdot 240^2}{4}} \cdot 1000000$$

$$v_1 = 13,3 \text{ mm/s}$$

Výpočet pro ostatní rychlosti je totožný, jen se změnou procentuálního vyjádření otevřenosti ventilů.

Čas vysunutí vypočteme z rovnice.

$$t = \frac{s \cdot S_1}{Q} \quad (10.13)$$

Za průtok opět vyjádříme hodnoty ventilů. Dráha bude délka vysunutí jednoho stupně.

$$t = \frac{0,575 \cdot \frac{\pi \cdot 240^2}{4}}{\frac{36 \cdot 100\%}{60 \cdot 100}} \quad (10.14)$$

Rovnici vydělíme 1000000, aby výsledek vyšel v sekundách.

$$t = \frac{575 \cdot \frac{\pi \cdot 240^2}{4}}{\frac{36 \cdot 100\%}{60 \cdot 100}} \cdot \frac{1}{1000000}$$

$$t = 43,4 \text{ s}$$

Čas byl vypočítán pro naplno otevřené ventily. Pro další stupně jsou výpočty totožné. Viz. Tab.1.

průměry (mm)	rychlost vysouvání mm/s	otevření ventilu %		tlak (bar)	zdvih stupně (mm)	čas (s)
240	13,3	100	2vent	65	575	43,4
210	13,3	77	2vent	80	575	43,1
180	13,4	57	2vent	100	575	42,8
160	13,4	45	2vent	120	575	42,8
						2300mm
						172,06s

Tab. 1 Tabulka otevření ventilů a celkový čas vysouvání

Jednotlivé časy se sečtou a výsledná hodnota $t_c = 172,06\text{ s}$ je tedy celkový čas vysunutí hydromotoru do plné délky.

11 Výběr hydrogenerátoru a elektromotoru

Podle největšího průměru pístu hydromotoru si určíme potřebný průtok. Průtok si vypočteme z rovnice kontinuity, která zní $Q = v \cdot S$. Doba zvedání plošiny má být do tří minut. Ze vztahu pro rychlost v přímočarém pohybu si vypočteme neznámou rychlost.

$$v = \frac{s}{t} \quad (11.1)$$

Za dráhu si zvolíme celou délku vysunutí, tedy $s = 2,3\text{ m}$. Čas si z minut převedeme na sekundy $3\text{ min} = 180\text{ s}$ a Dosadíme do vzorce.

$$v = \frac{2,3}{180}$$

$$v = 0,013\text{ m/s}$$

Největší plochu má první stupeň, ten použijeme k výpočtu průtoku. Za plochu si dosadíme vzorec pro jeho výpočet.

$$Q = v \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (11.2)$$

$$Q = 0,013 \cdot \frac{\pi \cdot 0,24^2}{4}$$

$$Q = 0,000588\text{ m}^3/\text{s}$$

Pro výběr čerpadla potřebujeme znám průtok v l/min .

$$Q = 0,000588 \cdot 1000 \cdot 60$$

$$Q = 35,28\text{ l/min}$$

Dále musíme znát geometrický objem hydrogenerátoru.

$$Vg = \frac{Q}{n} \quad (11.3)$$

Potřebujeme znát otáčky elektromotoru, ty se obvykle pohybují okolo 1450ot/min. Otáčky musíme převést na ot/s.

$$n = \frac{1450}{60}$$

$$n = 24,17 \text{ ot/s}$$

Dosadíme do vzorce pro geometrický objem.

$$Vg = \frac{0,000588}{24,17}$$

$$Vg = 0,0000243m^3$$

V katalogích výrobců se geometrický objem udává v cm³, tudíž si ho převedeme.

$$Vg = 0,0000243 \cdot 1000000$$

$$Vg = 24,3cm^3$$

Hydrogenerátor budeme vybírat od firmy Bosch-Rexroth, dle [19]. Vybral jsem axiální pístový regulační hydrogenerátor A10O28DFR/5XR-VSC11.

Skutečný geometrický objem bude 28 cm³. Díky tomu se změní i skutečný průtok. Výpočet provedeme dle vzorce.

$$Q_{sk} = Vg_{sk} \cdot n \quad (11.4)$$

$$Q_{sk} = 0,000028 \cdot \frac{1450}{60}$$

$$Q_{sk} = 0,000677 m^3/s$$

Pro určení elektromotoru si musíme vypočítat potřebný výkon. Dosadíme skutečný průtok a maximální tlak v obvodu.

$$P = Q_{sk} \cdot p_{max} \quad (11.5)$$

$$P = 0,000677 \cdot 20000000$$

$$P = 13540W = 13,54kW$$

Z katalogu od firmy SIEMENS vybere elektromotor o otáčkách okolo 1450min⁻¹ a o výkonu vyšším jak vypočteném. Vybereme dle [20].

Vybral jsem typ 1LE1002-1DB4 o výkonu 15kW a otáčkách 1460min⁻¹. Rozdíl mezi otáčkami elektromotoru a otáčkami použitých ve výpočtech je jen 10min⁻¹. Tudíž není zapotřebí přepočet již vypočtených hodnot. Jejich změna by byla nepatrná.

12 Ovládání plošiny

Ovládání plošiny bude prováděno ovládacím panelem, který nebyl součástí zadání této bakalářské práce. Ovládání bude jen schematicky znázorněno tabulkou ovládání rozvaděčů a ventilů. Pro řízení průtoku jsou použity dva proporcionální ventily. Z důvodu, že jeden proporcionální ventil má maximální průtok 18 l/min jsou v obvodu namontované dva, aby pokryli náš požadovaný průtok. Ventil je připevněn na tzv. můstek, který umožní škrcení i při zasouvání hydromotoru, protože ventil dokáže škrtit jen v jednom směru.

	zvedání plošiny							
	MA1	YV1	MA2	YV2	YV3	YV4	YV5A	YV5B
Stop	0	0	0	0	0	0	0	0
HA start odlehčeno	1	0	1	0	0	0	0	0
Nahoru	1	1	1	0	1	0	4-20 mA	4-20 mA
Přizvednutí	1	1	1	0	1	0	4-20 mA	4-20 mA
Dolu	1	0	1	1	0	1	4-20 mA	4-20 mA

Tab. 2 Tabulka ovládání při zvedání plošiny

Vysvětlivky: 1 – pod napětím, 0 – bez napětí, 4-20 mA – řízení, HA – hydraulický agregát

Aretování plošiny je prováděno dvěma přímočarými hydromotory na jedné straně. Pro každou dvojici motorů je blok pro jejich ovládání. Ovládány jsou oba směry chodu hydromotoru.

Před spouštěním je potřeba provést přizvednutí o několik milimetrů, když převezmou váhu plošiny škrtící ventily YV5A a YV5B provede se změna u ventilu YV2, YV3 a YV4 ze stavu přizvednutí na stav dolů. Kdyby se tento postup neprovedl, tak by plošina při spouštění nejprve poklesla než by se systém natlakoval.

	Aretace plošiny										
	MA1	YV1	MA2	YV6a	YV6b	YV7a	YV7b	YV8a	YV8b	YV9a	YV9b
Stop	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
HA start odlehčeno	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
zaaretováno	1	1	1	1	0	1	0	1	0	1	0
odaretováno	1	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1

Tab. 3 Tabulka ovládání aretací

Zaaretování je signalizováno spínači SP1Z-SP8Z. Odaretování je signalizováno spínači SP1P-SP8P

Pro nouzové ovládání jsou v obvodu kulové ventily a akumulátor s maximálním tlakem 20MPa.

13 Závěr

V této bakalářské práci byl vypracován hydraulický obvod pro naklápací plošinu automobilové zkušebny. Hlavní částí, která zvedá plošinu, je hydromotor. Z různých typů hydromotoru jsem vybral jednočinný teleskopický přímočarý hydromotor, protože jeho konstrukce je podstatně menší než jednočinný přímočarý hydromotor o stejných vlastnostech. Menší konstrukce hydromotoru je nám prospěšná, protože plošina bude umístěna na úrovni podlahy a hydraulický agregát bude umístěn pod plošinou.

Pro určení vlastností hydromotoru je potřeba znát jeho zatížení. Na hydromotor bude působit stálá hmotnost plošiny a váha vozidla, která bude různá, s maximální hmotností 12 tun. Maximální zatížení vznikne při umístění automobilu na místo vzdálené 1 metr od středu plošiny, při vedlejším pohledu. Z tohoto pohledu jsem odvozoval i zatížení jednotlivých stupňů hydromotoru. Jen pro zatížení čtvrtého stupně jsem musel použít výpočty v hlavním pohledu, protože ve vedlejším pohledu jsou využity jen první tři stupně.

Při zvedání plošiny se zmenšuje zatěžující síla na píst a je převáděna na čep v konstrukci pod plošinou. Navrhl jsem si rozměry čepu a zkontroloval jsem je na stříh a otláčení. Čepy kontrolám vyhověly.

Před vypracováním funkčního schématu hydraulického obvodu jsem si vytvořil čtyři koncepty zapojení hlavních komponentů (hydromotor, hydrogenerátor). Vybral jsem nejvhodnější zapojení, a to s teleskopickým jednočinným hydromotorem a regulačním hydrogenerátorem, protože obvod má být plynule regulován. Dále jsem zapojení rozpracoval do funkčního schématu. Ovládání chodu hydromotoru je uskutečněno dvěma proporcionálními ventily. Jeden ventil má maximální průtok jen 18l/min a je potřeba 35l/min.

Pro nejlepší rozložení celé délky vysunutí jsem zvolil čtyři stupně. Ke každému stupni jsem dopočítal průměry. Dále jsem zkontroloval pístnici na vzpěr. Výpočet jsem prováděl pro nejslabší článek a to pro průměr 0,16m na celou délku vysunutí. Aby stěny hydromotoru vydržely maximální tlak, vypočítal jsem nejmenší přípustnou tloušťku stěny válce. V zadání je určena doba vysunutí plošiny. Skutečná doba je závislá na rozměrech hydromotoru a přivedeného průtoku. Pro mé řešení vyšel čas pod zadané 3 minuty.

Výběr hydrogenerátoru jsem podřídil potřebnému průtoku. V katalozích od výrobců se dělí hydrogenerátory podle geometrického objemu. Pro mé hodnoty průtoku, geometrického objemu, maximálního tlaku a pro potřebné vlastnosti hydrogenerátoru v obvodu jsem zvolil regulační axiální pístové čerpadlo. Pohon čerpadla je uskutečněn elektromotorem o daném výkonu. Ten je vypočítán a pro výběr tuto hodnotu zaokrouhlím na nejbližší vyšší katalogovou hodnotu.

Obvod je ovládán rozvaděči, které jsou ovládány elektronicky. Rozvaděče určují v obvodu směr průtoku hydraulické kapaliny. Vypracoval jsem tabulku, kdy jednotlivé rozvaděče budou sepnuty a kdy ne. Nouzové zvedání a spouštění je prováděno dvěma kulovými ventily.

Jednotlivé prvky, které jsem použil v obvodě, jsou vypsány v příloze HO-02 (Specifikace prvků). Motorová část je vypsána v příloze HO-03. Dále jsem měl v zadání vypracovat návod na obsluhu a údržbu zařízení, ten je v příloze HO-04.

14 Použité informační zdroje

- [1] Euro old timers. *Plynový motor Isaaca Rivaze* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.eurooldtimers.com/cze/historie-clanek/769-issac-de-rivaz-a-prvni-spalovaci-motor.html>
- [2] Brano. Hřebenový zvedák [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://katalog.brano.cz/cs/zvedaci-zarizeni/hrebenove-zvedaky/>
- [3] MOTORQUE. Šroubový zvedák [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.motorque.sk/web/motorque.nsf/ProductsList.xsp?wKey=Zvedaky-PowerJacks-rada-E&ProductTab=Specification&documentId=C1257A77007082D3C12575CC004C44E5&action=openDocument>
- [4] Smart Coatings. *Pneumatický zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://shop.smartcoatings.cz/katalog/cz/rakjak---gojak/produkt/rakjak-pneumaticky-zvedak>
- [5] ZEMAN. *Hydraulický zvedák (panenka)* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.zeman-servis.cz/zemanservis/eshop/14-1-Kladkostroje-Hydraul-zvedaky>
- [6] Ruční-nářadí. *Pojízdný hydraulický zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.rucni-naradi.cz/proma-hz-3t>
- [7] Sierra Madre Collection. *Zvedák na hladké tyči* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: http://www.sierramadrecollection.com/store/cart.php?m=product_list&c=47
- [8] ARB. *Hi-Lift Jack* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.arb.com.au/products/arb-recovery-equipment/hi-lift-jacks/>
- [9] RR-nářadí. *Balónový zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.rr-naradi.cz/nafukovaci-balonovy-zvedak-do-3-t>

- [10] AUTOLift. *AutoLift 3000* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.autolift3000.com/produkty/autolift-3000/>
- [11] NÁŘADÍ-PRO. *Jednosloupový zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/jednosloupove-zvedaky>
- [12] EDB. *Dvousloupový zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://nabidky.edb.cz/Nabidka-11925-Dvousloupove-zvedaky-Brno-Praha-Ostrava>
- [13] NÁŘADÍ-PRO. *Čtyřsloupový zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/ctyrslopove-zvedaky>
- [14] UNIVER. *Nůžkový zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.univer.cz/nizkozdvizny-nuzkovy-zvedak-537c-id363>
- [15] Appprogress. *Pístový zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.appprogress.cz/servisnitechika/eshop/15-1-Zvedaky-osobni/0/5/178-Dvoupistovy-podlahovy-zvedak-3-5t-SPACE-SDI-125>
- [16] Auto Progress. *Pístový zvedák* [online]. [cit.2015-02-04] Dostupné z: <http://www.autoprogres.cz/autop-biglift>
- [17] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2008, 914 s.
- [18] REMEK, Branko. *Automobil a spalovací motor*. Praha: Grada, 2012, 160 s.
- [19] Bosch-Rexroth. *Axial piston variable pump* [online]. [cit.2015-05-13] Dostupné z: https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re92703_2014-10.pdf?db=brmv2&lvid=1183711&mvid=11470&clid=20&sid=04B8252150C2C29C46D9EBA626730952.borex-tc&sch=M&id=11470,20,1183711
- [20] SIEMENS. *Trojfázové elektromotory* [online]. [cit.2015-05-13] Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek.html>
- [21] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel*. Brno: F. Wlk, 2006, 444 s.
- [22] Pružnost a pevnost – učební texty [online]. [cit.2015-05-10] Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/>
- [23] JANTAČ, M. *Zvedák závodního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 69 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.
- [24] Paramo. *Oleje pro hydrostatické systémy s vysokým namáháním* [online]. [cit.2015-05-08] Dostupné z: https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_mogul_hm.pdf

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Dr. Ing. Miroslavu Bovovi za cenné připomínky a odborné rady při vypracovávání této bakalářské práce.

15 Seznam příloh

Sestavný výkres hydraulického agregátu	HO-01
Specifikace prvků	HO-02
Motorová listina	HO-03
Návod na obsluhu a údržbu zařízení	HO-04